



Universidad
Carlos III de Madrid
www.uc3m.es

Departamento de ingeniería mecánica

INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL: MECÁNICA

PROYECTO FIN DE CARRERA

**REGISTRO Y ANÁLISIS VIBRATORIO
DE UN EJE FERROVIARIO A ESCALA
PARA DEFECTOLOGÍA**

Autor: Miguel González Martínez

Tutores: Dr. Higinio Rubio Alonso
María Jesús Gómez García

Título: Registro y análisis vibratorio de un eje ferroviario a escala para defectología

Autor: Miguel González Martínez

Directores: Higinio Rubio Alonso.
María Jesús Gómez García.

EL TRIBUNAL

Presidente: _____

Vocal: _____

Secretario: _____

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera

_____ en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad

Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la **CALIFICACIÓN** de:

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE

Agradecimientos

En primer lugar, me gustaría agradecer a todos los que han participado en esta andadura conmigo, tal vez no de una manera muy visible, pero que han sido un gran apoyo y he compartido con ellos grandes alegrías y algún que otro fracaso.

En estos agradecimientos no puede faltar mi familia, porque gracias a ellos estoy aquí, a su sacrificio, su apoyo y, sobre todo, el tener que aguantar durante todo este aparentemente interminable tiempo mis cambios de humor, las largas horas frente al ordenador y seguir apoyándome hasta alcanzar el final del camino.

No podría olvidarme de la persona por la que este proyecto ha salido adelante y por darme la oportunidad de realizarlo. Muchas gracias a mi tutor de proyecto, Higinio Rubio, guía y consejero en los momentos de duda.

A todos vosotros, muchas gracias por todo.



Universidad
Carlos III de Madrid
www.uc3m.es

Resumen

El presente proyecto está basado en el análisis vibratorio de dos ejes ferroviarios, a los cuales se les aplicara varios niveles de defecto, concretamente los niveles van a ser 0%, 16%, 33%, 50%, todos ellos respecto del diámetro del eje. Aparte las medidas de vibraciones se realizaran para diferentes velocidades de rotación, 20Hz, 40Hz y 60Hz en un banco de ensayos llamado Rotokit.

Por otro lado, el estudio de vibraciones consistirá, en primer lugar, en la captación de señales en el dominio del tiempo, para posteriormente pasarlas al dominio de la frecuencia. Finalmente para filtrar los datos de las señales de vibración, se realizaran promediados de los mismos, y se aplicara la técnica de bandas de frecuencia a dichas señales. Esto será posible gracias a la utilización de programas editados en Matlab.

Tras el procesamiento de la señal de vibración se representaran conjuntamente en una misma gráfica, en el dominio de la frecuencia, y frente a la PSD acumulada, cuatro señales de vibración correspondientes a cada uno de los posibles niveles de defecto del eje, para una misma velocidad de giro. A través de estas graficas se identificaran patrones repetitivos de conducta de la señal, para un rango determinado de frecuencia.



Universidad
Carlos III de Madrid
www.uc3m.es

Abstract

This project is based on vibration analysis of two rail axes, to which are applied several defect levels, specifically the levels will be 0%, 16%, 33%, 50%, all over the shaft diameter. Other measures will be carried out for different vibration speeds, 20Hz, 40Hz and 60Hz on a test bench called Rotokit.

Moreover, the study of vibrations consists, firstly, in the signal acquisition in the time domain, and later transforms them to the frequency domain. Finally, to filtering the vibration signals, there will be averaged thereof, and applies the technique of frequency bands to these signals. This will be possible thanks to the use of edited programs in Matlab.

After processing of the vibration signal are plotted together on the same graph, in the frequency domain, and compared to the accumulated PSD, four vibration signals corresponding to each possible defect levels shaft speed for a given of rotation. Through these graphs will identify repetitive patterns of behavior of the signal, for a specific frequency rang.



Universidad
Carlos III de Madrid
www.uc3m.es

INDICE GENERAL

CAPITULO 1: INTRODUCCION Y OBJETIVOS.	1
1.1 MOTIVACION	2
1.2 INTRODUCCION	3
1.3 OBJETIVOS DEL PROYECTO	4
1.4 FASES DEL PROYECTO	7
1,5 ESTRUCTURA DE LA MEMORIA	10
 CAPITULO 2: EJES FERROVIARIOS.	 13
2.1 INTRODUCCION	14
2.2 HISTORIA DEL FERROCARRIL	14
2.2.1 Accidente de Versalles	16
2.2.2 Accidente de Stafford	16
2.2.3 Accidente de Eschede (Alemania)	17
2.2.4 Accidente de Viareggio, Italia	18
2.3 EJES FERROVIARIOS.	21
2.3.1 Introducción.	21
2.3.2 Ejes de un vehículo.	21
2.3.3 Características estructurales.	22
2.3.4 Tipos de ejes.	22
a) Eje motriz	22
b) Eje libre	23
2.3.5 Definiciones de eje ferroviario	24
2.3.6 Ejes montados o calados	25
2.3.7 Ferrocarril alta velocidad: eje hueco.	28
2.3.8 Prescripciones técnicas del material rodante de alta velocidad.	28

CAPITULO 3: CONCEPTOS DE FATIGA.	31
3.1 INTRODUCCIÓN.	32
3.2 BREVE HISTORIA.	34
3.3 FUNDAMENTOS DE FATIGA.	35
3.3.1 Características de la rotura por fatiga.	37
3.4 ESTADIOS DE LA GRIETA EN FATIGA.	39
3.4.1 Estadio I: Iniciación.	39
a) Nucleación.	39
b) Iniciación de la fisura	41
3.4.2 Estadio II: Propagación estable.	42
3.4.3 Estadio III: Propagación acelerada y fractura final.	43
3.5 ZONAS SEGÚN RUGOSIDAD.	44
3.5.1 Zona Lisa.	44
3.5.2 Zona Rugosa.	44
3.6 ANÁLISIS DE FATIGA.	45
3.6.1 Diagrama de fatiga S-N (Stress-Number of cycles).	45
3.6.2 Coeficientes modificativos del límite de fatiga.	48
3.6.2.1 Factor de acabado superficial. Ka.	51
3.6.2.2. Factor de tamaño. Kb.	51
3.6.2.3 Factor de confiabilidad. Kc.	53
3.6.2.4 Factor de temperatura. Kd.	54
3.6.2.5 Factor de concentración de tensiones. Ke.	55
3.6.2.6 Factor de efectos diversos. Kf.	57
3.6.3 Esfuerzos fluctuantes.	59
3.7 CRITERIOS.	61
3.7.1 Criterio de Goodman.	61
3.7.2 Criterio de Soderberg	61
3.7.3 Criterio de Gerber.	62
3.8 LÍNEA DE CARGA.	63

CAPITULO 4: ANALISIS DE VIBRACIONES EN MAQUINAS ROTATIVAS.	67
4.1 INTRODUCCION.	68
4.2 VIBRACIONES.	70
4.3 CLASIFICACION DE LAS SEÑALES DE VIBRACIÓN.	72
4.4 CONTROL DE LAS VIBRACIONES.	73
4.5 MANTENIMIENTO DE MAQUINAS BASADO EN LAS VIBRACIONES.	74
4.5.1 Mantenimiento predictivo	75
4.5.1.1 Ventajas del mantenimiento predictivo.	77
4.5.1.2 Desventajas del mantenimiento predictivo.	78
4.5.2 Metodología aplicable al mantenimiento predictivo.	79
4.5.3 Técnicas aplicables al mantenimiento predictivo.	86
a) Análisis de vibraciones	86
b) Análisis de aceites.	88
c) Termografía infrarroja.	89
d) Análisis espectral de intensidades de corrientes.	90
e) Detección ultrasónica.	90
CAPITULO 5: TRATAMIENTO DE LA SEÑAL VIBRATORIA.	91
5.1 INTRODUCCION.	92
5.2 ANÁLISIS DE LA SEÑAL APLICANDO LA TRANSFORMADA DE FOURIER.	93
5.2.1 Introducción.	93
5.2.2 Desarrollo transformada de Fourier.	95
5.3 LIMITACIONES DEBIDAS AL PROCESO DE LA SEÑAL.	101
5.3.1 Efecto del solapamiento ("Aliasing").	101
5.3.2 Análisis de registros de longitud finita ("leakage").	103
5.3.3 Efecto Empalizada O "Picket-Fence".	104
5.4 POTENCIA ESPECTRAL Y DENSIDAD DE POTENCIA ESPECTRAL (PSD).	105

CAPITULO 6: CARACTERIZACION DE DEFECTOS A PARTIR DE SEÑALES VIBRATORIAS	107
6.1 PRINCIPALES TIPOS DE DEFECTOS EN MÁQUINAS.	108
6.2 DESEQUILIBRIO.	109
6.2.1 Desequilibrio de fuerzas.	109
6.2.2 Desequilibrio del acoplamiento.	110
6.2.3 Desequilibrio del rotor en voladizo.	110
6.2.4 Rotor excéntrico.	111
6.3 DESALINEAMIENTO.	111
6.3.1 Desalineamiento angular.	112
6.3.2 Desalineamiento paralelo.	112
6.3.3 Desalineamiento cojinete – eje.	113
6.3.4 Curvatura de un eje.	114
6.4 DEFECTOS RELACIONADOS CON ENGRANAJES.	114
a) Desalineamiento del engranaje.	115
b) Desgaste del diente.	116
c) Excentricidad y golpeteo del engranaje.	117
d) Diente agrietado o quebrado.	117
6.5 RODAMIENTOS.	118
6.6 HOLGURAS MECÁNICAS.	121
a) Holgura mecánica de tipo A	121
b) Holgura mecánica tipo B	122
c) Holgura mecánica tipo C	122
6.7 COJINETES DE FRICCIÓN.	123
6.8 RESONANCIAS.	125
6.9 ROCES EN LAS MÁQUINAS.	127
6.10 PROBLEMAS ELÉCTRICOS.	128
6.11 PROBLEMAS EN CORREAS.	129
6.11.1 Correas flojas, gastadas o mal unidas.	129

6.11.2 Desalineamiento entre la polea acanalada y la correa.	130
6.11.3 Poleas acanaladas excéntricas.	130
6.11.4 Resonancia de la correa.	131
6.12 PROBLEMAS HIDRÁULICOS Y AERODINÁMICOS.	131
6.12.1 Paso de lámina y de paleta.	131
6.12.2 Turbulencia del flujo.	132
6.12.3 Cavitación.	133
CAPITULO 7: METODOLOGIA EN EL ANALISIS.	135
7.1 ESQUEMA DEL SISTEMA DE MEDIDA.	136
a) Banco de ensayos.	136
b) Acelerómetro.	137
c) Amplificador.	138
e) Tarjeta de adquisición de datos.	139
d) Ordenador	140
7.2 TABLA RESUMEN DE LOS COMPONENTES DEL MODELO.	141
7.3 SOFTWARE EMPLEADO.	142
7.3.1 Matlab.	142
7.4 PROTOCOLO DE MEDIDAS.	143
7.4.1 Introducción.	143
7.4.2 Cadena de medida y acondicionamiento de la señal.	143
7.5 ADQUISICION DE DATOS.	144
7.5.1 Software BTOOL.	144
7.5.2 Software ADEVI.	149
7.5.3 Otros softwares utilizados.	153
7.6 TRATAMIENTO DE DATOS.	155
7.6.1 Introducción.	155
7.6.2 Tratamiento de los datos.	155
7.6.3 Especímenes ensayados.	156



7.6.4 Condiciones de ensayo.	157
7.6.5 Fases del protocolo de medidas.	157
7.6.6 Conclusiones sobre metodología.	164
CAPITULO 8: RESULTADOS OBTENIDOS.	165
8.1 INTRODUCCION.	166
8.2 ANÁLISIS EN EL TIEMPO.	166
8.3 ANÁLISIS EN FRECUENCIA.	168
8.4 ANÁLISIS FINAL.	170
8.4.1 Análisis del caso 1.	178
8.4.2 Análisis del caso 2.	182
8.4.3 Análisis del caso 3.	186
8.4.4 Análisis del caso 4.	190
8.4.5 Análisis del caso 5.	194
8.4.5 Análisis del caso 6.	198
8.5 PATRONES DE CONDUCTA IDENTIFICADOS.	199
CAPITULO 9: CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS.	201
9.1 CONCLUSIONES.	202
9.2 TRABAJOS FUTUROS.	205
9.3 PRESUPUESTO	206
CAPITULO 10: PRESUPUESTO.	209
10.1 PRESUPUESTO.	210
BIBLIOGRAFÍA.	211
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	212
REFERENCIAS ELECTRÓNICAS	214



ANEXO: GRÁFICAS FINALES.	215
EJE 2 20 Hz	217
EJE 2 40 Hz	223
EJE 2 60 Hz	231
EJE 3 20 Hz	235
EJE 3 40 Hz	245
EJE 3 60 Hz	255

INDICE DE FIGURAS

Figura 1. Banco de ensayos.	4
Figura 2. Esquema del sistema de medida.	8
Figura 3. Esquema ferroviario de Europa	15
Figura 4. Pintura del accidente ferroviario sufrido en Versalles en 1842.	16
Figura 5. Accidente ferroviario en Rickerscote, Stafford.	17
Figura 6. Accidente ferroviario en Eschede, Alemania.	17
Figura 7. Accidente de Viareggio, Italia	18
Figura 8. Accidente aéreo del Boeing 737 perteneciente a Aloha Airlines en Hawai	19
Figura 9. Eje de ferrocarril	24
Figura 10. Partes de un eje ferroviario	25
Figura 11. Eje calado.	26
Figura 12. Diseños de ejes calados.	27
Figura 13. Ferrocarril de alta velocidad.	28
Figura 14. Zonas diferenciadas en la superficie de fractura de un eje por fatiga	37
Figura 15. Proceso de evolución de la falla	38
Figura 16. Orientación de los cristales	40
Figura 17: Reorientación de la grieta al modo I en el Estadio II de fatiga	42
Figura 18: Estadios de la grieta	43
Figura 19: Zonas de rugosidad de la grieta	45
Figura 20: Curva S-N	44
Figura 21: Zonas del diagrama S-N	47
Figura 22: Diagrama de fatiga o curva S-N de una pieza real sometida a tensión alternante con tensión media nula	49
Figura 23: Coeficientes a y b en función del acabado superficial	51
Figura 24: Equivalencia del factor de tamaño con pieza rectangular	52
Figura 25: Factor de confiabilidad	53

Figura 26: Barra de sección rectangular con dos muescas o recortes circulares sometidas a tensión o compresión simples (a) y a flexión (b)	55
Figura 27: Barra de sección circular con estrechamiento y entalles en torsión (c) y en flexión (d)	55
Figura 28: Sensibilidad a las ranuras para cargas de flexión y axiales alternantes	56
Figura 29: Sensibilidad a las ranuras para cargas de torsión alternantes	56
Figura 30: Pieza con temple superficial en flexión o torsión	58
Figura 31: Diagrama de un esfuerzo fluctuante senoidal	60
Figura 32: Diagrama de fatiga con criterios de Goodman, Soderberg y Gerber	62
Figura 33: Diagrama de fatiga con criterios de Goodman, Soderberg, Gerber y recta de fluencia	63
Figura 34: Línea de carga en el Diagrama de Goodman para vida infinita	64
Figura 35. Características de una onda periódica.	71
Figura 36. Clasificación de las señales vibratorias	73
Figura 37. Evolución de la señal de vibración emitida por una máquina en funcionamiento.	74
Figura 38. Esquema de criterios para análisis predictivo.	77
Figura 39. Esquema de criterios para análisis predictivo.	79
Figura 40. Proceso para la adquisición de la señal de vibración.	84
Figura 41. Ejemplo de espectro de potencia de una máquina con varios defectos.	85
Figura 42. Análisis de vibraciones.	88
Figura 43. Análisis de aceites.	89
Figura 44. Termografía infrarroja	89
Figura 45. Análisis por ultrasonidos	90
Figura 46. Relación entre dominios temporales y frecuenciales	94
Figura 47. Transformada de Fourier de una señal analógica	98
Figura 48. Representación espectral de la señal muestreada.	101
Figura 49. Efecto generado al reducir la frecuencia de muestreo.	102

Figura 50. Efecto leakage.	103
Figura 51. Aplicación de la ventana temporal a una señal.	103
Figura 52. Efecto Picket-Fence.	104
Figura 53. Espectro de frecuencia típico de un desequilibrio de fuerzas	109
Figura 54. Espectro de frecuencia típico de un desequilibrio del acoplamiento.	110
Figura 55. Espectro de frecuencia típico de un desequilibrio de un rotor en voladizo.	110
Figura 56. Espectro de frecuencia típico de un rotor excéntrico.	111
Figura 57. Tipos de desalineación entre ejes.	112
Figura 58. Rodamiento y casquillo mal alineados respecto al eje.	113
Figura 59. Firma espectral característica de desalineamiento cojinete - eje	113
Figura 60. Espectro de frecuencia típico de un engranaje en buen estado.	115
Figura 61. Desalineamiento en engranajes.	116
Figura 62. Espectro de frecuencia de un engranaje con desgaste en un diente.	116
Figura 63. Espectro de frecuencia de un engranaje excéntrico.	117
Figura 64. Partes de un rodamiento.	118
Figura 65. Fase 1 del deterioro de un rodamiento.	119
Figura 66. Fase 2 del deterioro de un rodamiento.	119
Figura 67. Fase 3 del deterioro de un rodamiento.	120
Figura 68. Fase 4 del deterioro de un rodamiento.	120
Figura 69. Espectro de frecuencia de la holgura mecánica de tipo A.	121
Figura 70. Espectro de frecuencia de la holgura mecánica tipo B.	122
Figura 71. Espectro de frecuencia de la holgura mecánica tipo C.	122
Figura 72. Espectro de frecuencia de un cojinete en avanzado estado de deterioro.	123
Figura 73. Esquema de un cojinete: el fenómeno de Oil Whirl.	124
Figura 74. Test de impacto.	126
Figura 75. Espectro de frecuencia característico de un rozamiento del rotor.	128
Figura 76. Espectro de frecuencia característico de correas flojas,	

gastadas o mal unidas.	129
Figura 77. Espectro de frecuencia característico de un desalineamiento entre poleas.	130
Figura 78. Espectro de frecuencia característico de poleas acanaladas excéntricas.	130
Figura 79. Espectro de frecuencia debido a resonancia de la correa.	131
Figura 80. Espectro de frecuencia típico de bombas, compresores, etc.	132
Figura 81. Espectro de frecuencia característico de turbulencias en el flujo.	132
Figura 82. Espectro de frecuencia debido a cavitación.	133
Figura 83. Esquema del sistema de medida.	136
Figura 84. Rotokit con protección abierta.	136
Figura 85. Acelerómetro.	138
Figura 86. Parte delantera y trasera de amplificador NEXUS.	139
Figura 87. Tarjeta keithley.	139
Figura 88. Pc utilizado para las mediciones de vibración.	140
Figura 89. Logo Matlab.	142
Figura 90. Banco de ensayos ROTOKIT	143
Figura 91. Cadena de medida para los ensayos	144
Figura 92. Panel de control de Btool	145
Figura 93. Pestaña de adquisición de datos Btool.	145
Figura 94. Elección de opción automática en Btool.	146
Figura 95. Opciones de configuración de tarjeta en Btool.	146
Figura 96. Ventana de introducción de ciclos en Btool.	147
Figura 97. Representación gráfica de Btool una vez terminados 100 ciclos.	147
Figura 98. Interfaz gráfica "Allchannels.m"	148
Figura 99. Esquema de las opciones principales de Btool.	149
Figura 100. Imagen del menú de ADEVI.	150
Figura 101. Imagen de interfaz ADEVI.	151
Figura 102. Figura de interfaz ADEVI.	152

Figura 103. Figura de representación frecuencial en ADEVI.	152
Figura 104. Imagen de información obtenida a partir de ADEVI.	153
Figura 105. Información archivo .txt	153
Figura 106. Jerarquía para ordenar los datos de ADEVI por carpetas	154
Figura 107. Especimen fisurado al 16% de su diámetro	156
Figura 108. Ejecución del software Btool	159
Figura 109. Selección del sistema de adquisición de datos.	159
Figura 110. Elección de opción automática en Btool.	160
Figura 111. Opciones de configuración de tarjeta en Btool.	161
Figura 112. Ventana de introducción de ciclos en Btool.	161
Figura 113. Representación gráfica de Btool una vez terminados 100 ciclos.	162
Figura 114. Esquema de la base de datos obtenida.	164
Figura 115. Gráfica en el dominio del tiempo registrada por Btool	166
Figura 116. Variación de tiempo que hay entre dos puntos consecutivos de la gráfica PSD.	167
Figura 117. Gráfica en el dominio frecuencial registrada por ADEVI.	168
Figura 118. Variación de frecuencia que hay entre dos puntos consecutivos de la gráfica de PSD.	170
Figura 119. Aplicación de bandas de frecuencia con $X=128$.	171
Figura 120. Representación a 20Hz con $x=128$.	172
Figura 121. Proceso de transformación y filtrado de la señal de vibración..	203



INDICE DE TABLAS

Tabla 1. Carga estática por eje del material rodante	29
Tabla 2. Carga por eje de ferrocarriles de alta velocidad	29
Tabla 3. Reducción del número de operaciones de la FFT respecto a la DFT.	100
Tabla 4. Componentes del modelo	141



Universidad
Carlos III de Madrid
www.uc3m.es

Capítulo 1

INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

1.1 MOTIVACIÓN.

El ritmo de vida actual, donde las necesidades de la población experimentan un ritmo frenético en cuanto a consumo y transporte, dan lugar a la necesidad de infraestructuras cada vez mayores, tanto en número como en tamaño, más resistentes, con mayor capacidad y mejor repuesta de comportamiento.

Aquí encuentra su papel el ferrocarril, responsable del transporte de mercancías y personas. Por ello, el tren ha de responder eficazmente a todas las solicitudes a las cuales se ve sometido, dentro de los márgenes admisibles de seguridad, calidad y costes de servicio.

Es necesario por tanto, prestar atención a los diversos elementos mecánicos con el objeto de cumplir y mejorar las prestaciones antes mencionadas. Para lo cual se están realizando multitud de trabajos de investigación enfocados a este fin, entre los cuales, modestamente, se halla el presente proyecto.

El gran incremento que está registrando la instalación de trenes de alta velocidad en el transcurso de los últimos años ha impulsado la fabricación de componentes ferroviarios con propiedades mecánicas mejoradas, capaces de soportar las superiores acciones de servicio, disminuir las operaciones de reposición y mantenimiento, y alargar su vida útil.

El análisis de la integridad estructural de los principales componentes ferroviarios tiene por objeto prevenir su fallo en servicio, lo que está estrechamente ligado primero a la seguridad de la industria ferroviaria y segundo a sus costes. Se pone así de manifiesto la importancia de realizar investigaciones en este contexto, con objeto de reducir los fallos en servicio y los riesgos asociados de descarrilamiento de los trenes, así como de reducir los costes asociados a estos servicios.

Es importante conocer que la mayoría de los fallos producidos en el eje ferroviario son fallos a fatiga. A lo largo de la vida en servicio del eje, pueden aparecer discontinuidades en los mismos las cuales si no se detectan a tiempo pueden ocasionar el fallo del componente mecánico, originando accidentes ferroviarios.

Desgraciadamente a lo largo de la historia se han producido multitud de accidentes ferroviarios a causa de fallos a fatiga.

A raíz de estos motivos surge la iniciativa del presente proyecto. La idea del presente proyecto pretende ser un avance en la práctica del mantenimiento predictivo en

máquinas rotativas, el cual en la actualidad está bastante optimizado para el caso de elementos como rodamientos, engranajes, o correas. En nuestro caso se va a pretender adaptar esta técnica para el caso de ejes ferroviarios. La intención de esto es lograr la realización de inspecciones en ejes que se encuentran en servicio, para que no sea necesario el desmontaje del mismo con el consecuente ahorro económico que se produciría.

Hay que tener en cuenta que si esta técnica resultara totalmente viable no se podría adaptar directamente, es decir, habría que seguir un proceso de adaptación a lo largo del tiempo en el que se implementarían simultáneamente el tipo de mantenimiento predictivo del que hablamos, y un mantenimiento sistemático en el que están estipulados los tiempos de mantenimiento y repuestos de elementos mecánicos en normas técnicas de mantenimiento y planes de mantenimiento.

1.2 INTRODUCCION.

El análisis de vibraciones como herramienta para detectar fallos, ha generado un gran impacto en la industria por sus beneficios económicos y su capacidad para diagnosticar, en modos tempranos, un posible daño en los sistemas. Múltiples técnicas han sido empleadas para la caracterización de las señales de vibración, típicamente con fallos en los rodamientos y caja de reducción; adicionalmente, el desbalanceo y la desalineación del eje son problemas fundamentales que ocasionan un deterioro de los demás elementos del sistema. Por tanto, la identificación temprana de este tipo de fallos, mejora el rendimiento del sistema y evita que se presenten futuros inconvenientes.

La técnica más empleada para caracterizar tipos de fallos es la transformada de Fourier (FFT), donde la amplitud y frecuencia de cada componente espectral está asociado a un mecanismo en particular, considerando estos parámetros como el factor discriminante para diferenciar todo tipo de fallos.

Las señales de vibraciones mecánicas brindan información acerca del comportamiento de una máquina y todo lo relacionado a ellas, debido al principio de cinemática que tienen los componentes que la conforman y al comportamiento dinámico que se genera cuando todas estas partes interactúan entre sí. En nuestro caso analizamos un eje ferroviario con diferentes defectos en su punto medio. Todo el conjunto de técnicas que son utilizadas para diagnosticar el estado del eje, es decir, determinar si presenta un daño o se encuentra normal son conocidas como *análisis de vibraciones*.

Por tal razón, en este trabajo se propone un análisis de vibraciones para el estudio del comportamiento a diferentes entallas de eje de ferrocarril a escala, con la intención de detectar fallos y estados de daño. El análisis propuesto se encuentra centrado

principalmente en técnicas basadas en el dominio tiempo frecuencia, dado que permiten analizarla información frecuencia en función del tiempo y tienen una interpretación directa del proceso.

1.3 OBJETIVOS DEL PROYECTO.

Este proyecto se enmarca en la línea de investigación del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Carlos III de Madrid en el análisis de ejes de ferrocarril y su consiguiente estudio de vibraciones.

La finalidad del proyecto es el análisis de las vibraciones en ejes de ferrocarril, siendo el objetivo principal de esta investigación *el estudio del comportamiento y la evolución de la señal vibratoria generada por un motor a diferentes velocidades angulares y conectadas a un eje ferroviario escalado con defectos progresivos.*



Figura 1. Banco de ensayos.

Para conseguir este objetivo final debemos abordar uno por uno los siguientes aspectos:

- Documentación bibliográfica para el uso y tratamiento de vibraciones. Clasificación de esta información incluyendo la aplicación de conocimientos sobre tratamientos de señales.
- Estudio dinámico del eje ferroviario a analizar (tipo de entalla realizada, comprobación de ajustes y de los rodamientos, controlar la velocidad angular, nunca arrancar en frío,...)
- Familiarización con técnicas y equipos de medida La familiarización con la captación y registro de medidas de vibración en una máquina real. Esto ocasiona el manejo de un equipo de medida compuesto de acelerómetros, acondicionadores de señal (como filtros, integradores,...), transductores, amplificadores de señal, tarjetas de adquisición de datos y software complementario (interfaz en Matlab)
- Desarrollo y simulación de programas en Matlab para la comparación de diferentes señales a diferentes velocidades angulares en los que se podrá detectar deslizamiento de la correa del motor, ruido externo ajeno al proyecto que puede afectar a los diferentes resultados dados.
- Se efectuara una comparativa de dos ejes diferentes pero analizados de la misma manera para poder ver su comportamiento dinámico en las mismas solicitudes.
- Análisis de los resultados con sus conclusiones.

Por lo tanto se pretenden encontrar fenómenos característicos en la señal de vibración, los cuales nos permitan obtener de la forma más precisa posible unos espectros que sirvan de patrón a la hora de monitorizar las vibraciones de ejes ferroviarios, en cuanto a que se consiga saber qué tipo de defecto va a tener dicho eje atendiendo al comportamiento de la señal en el espectro de frecuencia.

Aparte, a consecuencia de lo dicho anteriormente otro objetivo prioritario es transformar la señal temporal de vibración, obtenida en primer lugar, a una señal de frecuencia para poder hacer un análisis más objetivo.

Por último, dado que se va a obtener una amplia base de datos, se pretende realizar un filtrado de información, a través de promedios de señal en frecuencia, aparte del uso de bandas de frecuencia determinadas.

Para poder conseguir estos objetivos la adquisición de la señal de vibración se realiza mediante un acelerómetro colocado en un eje ferroviario a escala al cual se le practicarán varios defectos para ver la evolución de la señal de vibración y compararla en diferentes estados. Posteriormente se realiza el mismo estudio con un segundo eje idéntico al primero para comparar resultados y ver si se cumplen en ambos casos.

Los ejes ferroviarios se encuentran instalados en un banco de ensayos denominado Rotokit, el cual simula condiciones reales de funcionamiento. Dicho banco de ensayos consta de un variador de frecuencia con el cual podemos variar la velocidad de rotación del eje. Además el acelerómetro utilizado para captar la señal de vibración está conectado a un amplificador de señal, y a su vez a una tarjeta de adquisición de datos que “traduce” la señal vibratoria proveniente del amplificador para que pueda ser visualizada en un PC por medio de un software específico editado en Matlab®.

Una vez realizado este proceso se obtendrá información de la señal de vibración en forma de gráficas que están en el dominio del tiempo, por lo tanto para una visualización más clara de la señal se transforma dicha señal al dominio de la frecuencia. Este cambio es posible gracias a otro software programado en Matlab® llamado ADEVI, mediante el cual se han transformado las señales mediante la Transformada de Fourier, y se ha calculado la densidad de potencia espectral (PSD).

Finalmente se realiza un promedio de las gráficas obtenidas en el dominio frecuencial, clasificándolas por velocidades, con la finalidad de obtener gráficas finales en el dominio de la frecuencia, en las que se reúne en una misma gráfica la señal de vibración de los cuatro niveles de defecto posible. A partir de estas gráficas finales resultantes se podrá iniciar la búsqueda de patrones de conducta indicadores del comportamiento de la señal de vibración frente a diferentes niveles de defecto a cada velocidad de rotación.

1.4 FASES DEL PROYECTO.

En un proyecto de ingeniería hay que definir unas fases de desarrollo para la consecución del objetivo perseguido. Con esto somos capaces de planificar cada fase de manera independiente, o condicionada a una fase anterior, para así, en cada momento conocer la siguiente fase sobre la cual debemos actuar. En este caso, al tratarse de un proyecto de investigación, las fases son relativas, ya que en pleno proceso de investigación y desarrollo pueden surgir problemas y ser necesario el modificar las fases.

Para la consecución del objetivo perseguido se abordaron las siguientes fases:

Fase 1: *Definición de objetivos.*

En esta primera etapa se plantea la motivación y los objetivos que se han de alcanzar. Es necesario entender el funcionamiento de los elementos a estudiar para plantear así objetivos realistas.

Fase 2: *Documentación*

Además, la utilización de MATLAB, software con el que se realizan los diferentes análisis posteriores a la simulación, realizado éste también en el mismo programa, conlleva un aprendizaje previo.

Abordar una amplia recopilación de información relacionada con:

- Diferentes técnicas de análisis de vibraciones y hacer una comparativa entre ellas
- Rodamientos (ya que son imprescindibles en el análisis dinámico de los ejes estudiados.
- Aplicación de modelos matemáticos de elementos finitos (Matlab)
- Ejes ferroviarios
- Proyectos análogos
- Artículos y libros relacionados con el tema que aquí se plantea
- Normas que se deben cumplir para el tratamiento de defectos en ejes ferroviarios

Fase 3: Ensayos

Para lograr los objetivos marcados se siguió desde el principio una serie de pautas en las que estaba definida en tres fases: adquisición, archivación y análisis

Para la adquisición de datos se utilizó un sistema de medida que corresponde al siguiente esquema:



Figura 2. Esquema del sistema de medida.

Según el esquema anterior para la archivación de la señal será de la siguiente manera:

Cada medida sobre el eje ferroviario nos da 100 archivos (.DAT) que contienen señales vibratorias producidas por un defecto en el eje, el cual será de

0%, 16%, 33% y del 50% respecto al diámetro en un banco de ensayos diseñado para ese fin.

Las 100 señales generadas se guardan en archivos con fecha y hora de cuando se han tomado y han sido muestreadas con un intervalo de alrededor de 3 seg. con velocidades de 20, 40 y 60 Hz.

Especificar asimismo que el muestreo se realizó cuando el banco de ensayos se encontraba en estado estable o estacionario, es decir, se daba tiempo a que la transmisión entre motor-eje se adaptase a las condiciones de trabajo, tratando de simular en la medida de lo posible las condiciones reales de funcionamiento y a que los sistemas de medida se encontrasen en estado óptimo, ya que éstos requieren de un período de adaptación.

Fase 4: *Obtención y Análisis de los resultados.*

Antes de las conclusiones finales, en esta etapa, se miden y analizan todos los parámetros de importancia obtenidos por el software y se procesan los resultados. Se realizan comparaciones entre ejes distintos.

Fase 5: *Conclusiones finales.*

En último lugar, se establecen unas reflexiones sobre el desarrollo del proyecto y el resultado final del mismo. Es decir, se presentan las conclusiones y las propuestas para trabajos futuros.

1.5 ESTRUCTURA DE LA MEMORIA.

El presente documento está estructurado en nueve capítulos, bien diferenciados, que se describen a continuación:

CAPÍTULO 1:

Se realiza una introducción al proyecto, en cuanto a las motivaciones que han surgido para realizar el presente estudio, y los objetivos que se pretenden alcanzar.

CAPÍTULO 2:

Este capítulo abarca, de forma breve, toda la información necesaria relacionada con los ejes ferroviarios que se necesita conocer para la correcta comprensión del presente proyecto.

Inicialmente se comienza exponiendo la historia de los fallos en ejes ferroviarios, con las desastrosas consecuencias que han tenido. Seguidamente se exponen los tipos de ejes que existen, sus correspondientes características estructurales, usos, etc.

CAPÍTULO 3:

En el capítulo 3 abordamos conocimientos de fatiga, una exposición de cómo se produce, en qué consiste y los cálculos necesarios al cálculo de fatiga.

Este capítulo viene por el mero hecho de que el eje al analizarlo sufre un número de ciclos y por lo consiguiente a una fatiga del material tanto fisurado como no.

CAPÍTULO 4:

En este capítulo se introduce, en primer lugar, el concepto de vibración, sus características fundamentales y tipos.

Por otro lado se describen los tipos de mantenimiento asociados al mantenimiento ferroviario, incidiendo en el mantenimiento predictivo, en el cual está basado el presente proyecto.

CAPÍTULO 5:

El cuarto capítulo hace referencia al análisis de la señal realizado, centrándose en el análisis de la señal mediante la Transformada de Fourier.

Este capítulo concluye exponiendo los principales errores asociados al estudio mediante la Transformada de Fourier, que son de vital importancia considerarlos para el

posterior procesamiento de la señal, aparte de la definición de PSD y densidad de potencia espectral.

CAPÍTULO 6:

En este capítulo se van a mostrar diferentes espectros de vibraciones establecidos para casos concretos de defectos en máquinas rotativas. En concreto se expondrán los espectros de frecuencia característicos para fenómenos de desalineamiento, desequilibrio, defectos relacionados con engranajes, rodamientos, holguras mecánicas, cojinetes de fricción, resonancias, roces en máquinas, problemas eléctricos, problemas en correas y problemas hidráulicos y aerodinámicos.

CAPÍTULO 7:

Está relacionado con los procesos seguidos para la adquisición de la señal. En este capítulo se incluye el sistema de medida utilizado, aparte del software que ha sido necesario para la adquisición de señal. Por último se concluye exponiendo la base de datos que se genera a lo largo de dicho proceso de adquisición de la señal de vibración.

CAPÍTULO 8:

El último capítulo del proyecto incluye los resultados finales obtenidos, mostrando los espectros finales, realizando un estudio detallado en ellos.

También se muestran los patrones repetitivos de comportamiento de la señal de vibración, señalados en los correspondientes espectros y posteriormente explicados y justificados.

Por último se exponen las conclusiones obtenidas a partir de dichos resultados finales, y un apartado de posibles trabajos futuros en el que se plantean alternativas para la mejora del estudio acontecido en el presente proyecto.

CAPÍTULO 9:

En este último capítulo se concretan las conclusiones finales obtenidas a partir del estudio desarrollado en el presente proyecto.

CAPÍTULO 10:

Aborda propuestas de trabajos futuros relacionados con el estudio realizado en este proyecto, en cuanto a diferentes vías de análisis que podrían ser igualmente válidas y efectivas.



Capítulo 2

EJES FERROVIARIOS

2.1 INTRODUCCIÓN.

Un eje es un elemento constructivo destinado a guiar el movimiento de rotación de una pieza o de un conjunto de piezas, como una rueda o un engranaje. Un eje se aloja por un diámetro exterior al diámetro interior de un agujero, como el de un cojinete o un cubo, con el cual tiene un determinado tipo de ajuste. En algunos casos el eje es fijo -no gira- y un sistema de rodamientos o de bujes inserto en el centro de la pieza permite que ésta gire alrededor del eje. En otros casos, la rueda gira solidariamente al eje y el sistema de guiado se encuentra en la superficie que soporta el eje.

2.2 HISTORIA DEL FERROCARRIL.

Los trenes de alta velocidad representan la última generación del ferrocarril en el mundo. Japón y muchos países europeos llevan unos treinta años realizando grandes inversiones en ferrocarril de alta velocidad para unir sus principales ciudades. A este reducido club se han ido uniendo en los últimos años países como China, Estados Unidos y de Oriente Medio. La atención prestada a los trenes rápidos que superan los 200 Km/h viene justificada por la necesidad de aliviar la congestión del tráfico aéreo y por carretera, a la vez que se reducen los costes de explotación y la contaminación.

Hace ya más de medio siglo que se sabe que algunos trenes corrientes podían alcanzar velocidades del orden de 300 Km/h aplicando mayor potencia de tracción. Pero estas enormes velocidades se consideraron de imposible aplicación porque los vagones dañaban seriamente las vías y su conservación requería mucho esfuerzo, siendo excesivamente caro.

Los ingenieros japoneses mediante la construcción de vías con curvas poco cerradas y pendientes poco pronunciadas, sin alterar en gran medida los propios trenes, lograron alcanzar velocidades de unos 200 Km/h en algunos trayectos. Posteriormente en 1964 se marcó un hito en la historia del ferrocarril con la inauguración en Japón de la línea "Nuevo Tokaido", que unía Tokio y Osaka. Esta línea prestaba el servicio más rápido del mundo con una velocidad de 240 Km/h, denominando a los trenes que circulan por esta línea "trenes bala".

A partir de este momento se despertó un nuevo interés por superar los obstáculos técnicos que impedían alcanzar velocidades mayores. Así se ha conseguido trenes tan famosos como el TGV francés, las líneas ICE en Alemania o

los trenes Eurostar que unen París y Bruselas con Londres a través del túnel del Canal de la Mancha en pocas horas alcanzando los 300 Km/h. Llegando así hasta nuestros días, donde el TGV francés ha alcanzado el actual récord mundial de velocidad: 515.3 Km/h, gracias a un nuevo sistema de suspensión neumática que proporciona a estos trenes de una mayor estabilidad.

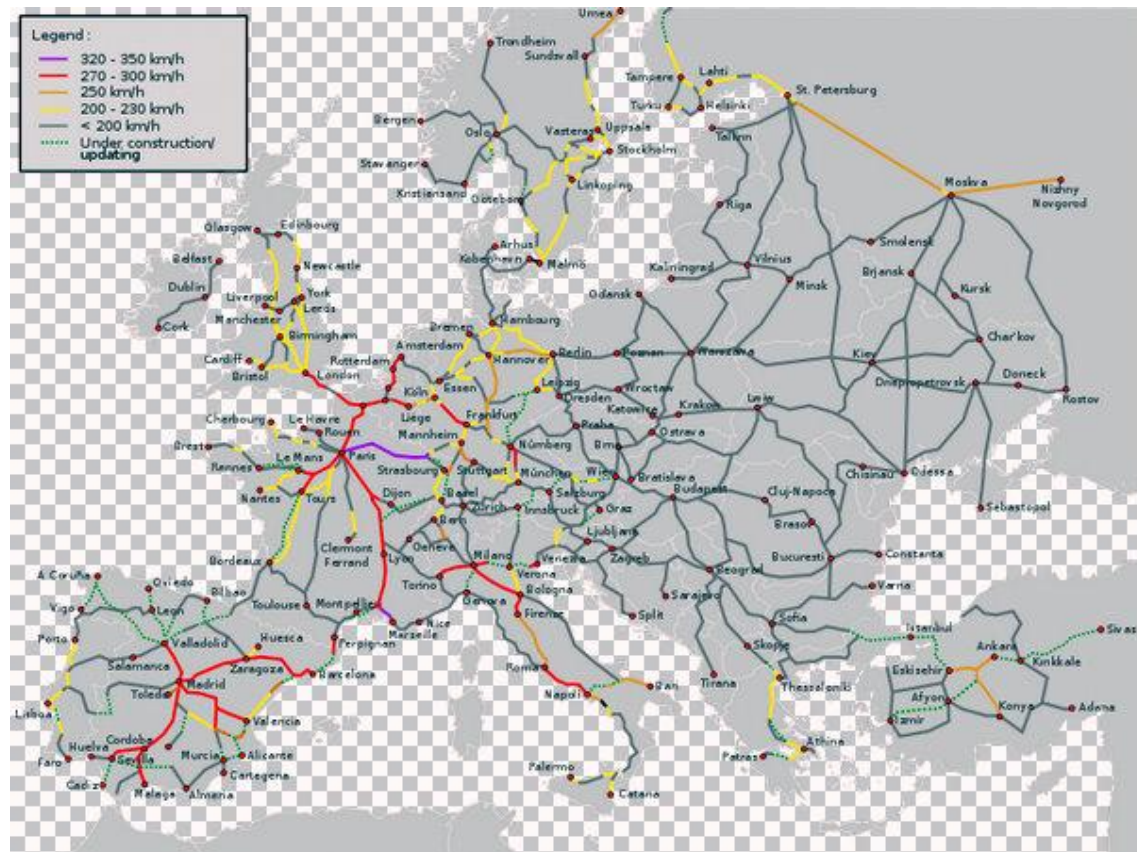


Figura 3. Esquema ferroviario de Europa.

Dentro de todos los componentes que conforman el tren, los elementos más críticos y donde es necesaria una mayor seguridad se encuentran englobados en el denominado bogie (compuesto del conjunto eje-rueda, los frenos y las suspensiones entre otros).

Un fallo en cualquiera de estos componentes podría resultar fatal a unas velocidades tan elevadas, es por ello, que se ha profundizado mucho en su estudio. Buscando siempre tener el control de pequeñas fisuras que pudieran aparecer mediante la inspección periódica de estos elementos. Estas grietas pueden ser perjudiciales de dos maneras diferentes: Una drástica, en caso de que sean de gran envergadura o ante un repentino aumento de la tensión, o la segunda, perjudiciales a muy largo plazo por rotura a fatiga (imprevisible).

Las consecuencias que pueden ocurrir, si omitimos el análisis a fatiga de componentes tan importantes, pueden ser fatales tanto económicamente como en pérdida de vidas humanas. El último y más catastrófico ejemplo de ello, ocurrió hace poco más de 10 años en el accidente de Eschede en Alemania, uno de los países con el sistema de alta velocidad más desarrollado.

2.2.1 Accidente de Versalles, Francia.

El primer gran accidente en el sector ferroviario se produjo en 1842 en Versalles, Francia, en el que murieron 200 personas entre las que se encontraban personas de la realeza francesa, debido al descarrilamiento de un convoy y al posterior incendio del mismo, debido al carbón que contenía el vagón delantero. Se cree que pudo ser causado por la rotura de uno de sus ejes.



Figura 4. Pintura del accidente ferroviario sufrido en Versalles en 1842.

2.2.2 Accidente de Stafford

En Marzo de 1996 ocurrió un accidente en Rickerscote, Stafford, en el que un tren de mercancías descarriló debido a la fractura repentina de uno de sus ejes. Los vagones descarrilados salieron despedidos ocupando la vía adyacente, produciendo que un tren que circulaba en dirección contraria impactase contra éstos. El conductor de éste último tren, no tuvo tiempo para frenar, y la fuerza de la colisión hizo girar la locomotora y la catapultó hacia un terraplén. Murió una persona y resultaron heridas 22 personas, incluido el conductor del segundo tren.



Figura 5. Accidente ferroviario en Rickerscote, Stafford.

2.2.3 Accidente de Eschede (Alemania).

El 3 de junio de 1998, un tren Intercity Express (ICE) descarriló a 200 km por hora, dejando un total de 101 muertos y otro centenar de heridos. El accidente se produjo en el pueblo de Eschede, al norte de Alemania, cuando el tren ICE que circulaba entre Múnich y Hamburgo descarriló y chocó contra el pilar de un puente. La investigación posterior determinó que el fallo se produjo en una de las ruedas que colapsó por fatiga de material



Figura 6. Accidente ferroviario en Eschede, Alemania.

Se utilizaron ruedas elásticas formadas por tres partes: un anillo exterior de acero (bandaje), separado por una capa de goma del cuerpo de la rueda. Esta construcción sirve para evitar vibraciones. Con el tiempo se produjeron fisuras en el metal, que eran difíciles de detectar. A pesar de conocer los problemas relacionados con esta construcción de rueda, la Deutsche Bahn no tenía implementado un sistema fiable de detectar las fisuras.

Por ello, los ejes y ruedas de ferrocarril son componentes críticos en cuanto a seguridad se refiere en la industria ferroviaria. Los ejes son uno de los primeros elementos sujetos a alto número de ciclos de carga repetitiva, y debido a la rotación, cada vez que gira, un punto de la superficie pasa de estar en un estado de compresión a estar en un estado de tracción de igual magnitud.

2.2.4 Accidente de Viareggio, Italia

El incidente ocurrió en torno a la medianoche cuando descarriló un tren de mercancías de 14 vagones procedente de La Spezia con destino a Pisa apenas a 200 metros de la estación de Viareggio. Como consecuencia del accidente, explotaron dos vagones que transportaban gas Gpl.

La potencia de la deflagración causó el derrumbe de dos edificios cercanos donde al parecer se encontrarían todas las víctimas mortales. Protección Civil se vio obligada a decretar el estado de emergencia regional mientras los equipos de bomberos se afanaban de madrugada en apagar los incendios generados y en localizar a las posibles víctimas.

El desastre se debió a la rotura de un eje delantero de un vagón, que se fracturó al pasar el tren, de 14 vagones, por la estación.



Figura 7. Accidente de Viareggio, Italia

Los fallos por fatiga en ejes ferroviarios suelen ser poco comunes cuando se realizan periódicos estudios de control de fisuras. En el Reino Unido por ejemplo, durante los últimos 25 años ha habido una media de 1,6 fallos de ejes por año, de una población de unos 180000 ejes en servicio.

El fenómeno de la fatiga no sólo se da en éste sector desafortunadamente. Podemos encontrar multitud de accidentes debidos a éste fenómeno en sectores como el naval o aeronáutico.

Si comentamos algunos de los más actuales que han tenido mucha repercusión podríamos destacar el que se produjo en en 1988 en Hawaii, un Boeing 737 de la compañía Aloha Airlines, perdió gran parte del fuselaje superior volando a unos 24.000 pies de altitud. Se atribuyó la causa del accidente a la aparición de grietas múltiples en la hilera de remaches del fuselaje, que se unieron, formando así, una grieta de grandes dimensiones, que fue lo que provocó el siniestro. El avión, que fue diseñado para hacer 75.000 vuelos, llevaba 89.090 realizados.



Figura 8. Accidente aéreo del Boeing 737 perteneciente a Aloha Airlines en Hawaii.

A pesar de que los ejes son estadísticamente muy seguros, se inspeccionan a frecuencias regulares usando métodos de inspección no destructiva (Non-Destructive Testing), tales como inspección por ultrasonidos o mediante partículas magnéticas. Determinar el efecto del sistema de inspección no destructiva en la fiabilidad del eje es un procedimiento complejo.

La inspección por ultrasonidos se utiliza con relativa frecuencia e implica pasar una onda de ultrasonidos por el eje y después medir las reflexiones. Los resultados se comparan con una norma de reflexión estándar de un eje en plenas condiciones y se evalúan las desviaciones.

Las inspecciones más sensibles de las partículas magnéticas se llevan a cabo en las revisiones de las ruedas principales, en las que éstas y otros componentes como los discos de frenos son extraídos del eje, lo que permite un examen detallado de la superficie del eje.

La metodología usada para determinar la frecuencia de inspección implica calcular el tiempo que transcurre desde que se detecta una posible fisura hasta que crece lo suficiente como para producir el fallo del componente. El intervalo de inspección debe ser menor que este y normalmente suele ser una fracción de este tiempo que permite en la siguiente inspección detectar la fisura que podía haber sido omitida en la inspección anterior.

Debido a la naturaleza del problema, la probabilidad de que en un lote de ejes exista incluso un solo eje defectuoso es bastante baja. Los operadores de los equipos de detección por tanto presentan un gran número de ejes examinados con un porcentaje muy pequeño con defectos.

En resumen, debido al carácter crítico en la seguridad de los ejes ferroviarios, se ha desarrollado una considerable experiencia durante los años en el diseño, operación y gestión de ejes. La fiabilidad de los ejes es muy alta, pero el continuo aunque pequeño número de fallos que tienen lugar, proporcionan la suficiente necesidad de comprender bien los factores que afectan a la probabilidad de fallo del eje.

2.3 EJES FERROVIARIOS.

2.3.1 Introducción.

Un eje es un elemento constructivo destinado a guiar el movimiento de rotación de una pieza o de un conjunto de piezas, como una rueda o un engranaje. Un eje se aloja por un diámetro exterior al diámetro interior de un agujero, como el de un cojinete o un cubo, con el cual tiene un determinado tipo de ajuste. En algunos casos el eje es fijo (no gira) y un sistema de rodamientos o de bujes inserto en el centro de la pieza permite que ésta gire alrededor del eje. En otros casos, la rueda gira solidariamente al eje y el sistema de guiado se encuentra en la superficie que soporta el eje.

2.3.2 Ejes de un vehículo.

Se denominan ejes de un vehículo a las líneas imaginarias de dirección transversal respecto a las cuales giran las ruedas cuando el vehículo avanza recto. En los ciclos, estos ejes coinciden con los ejes de las ruedas y en los vehículos con ruedas a cada lado, se denomina eje a la recta transversal que une los centros de dos ruedas.

Los ejes son componentes del mecanismo de un vehículo. Mantienen la posición relativa de las ruedas entre sí y éstas respecto al chasis del vehículo. En la mayoría de los vehículos las ruedas son la única parte que toca el suelo y los ejes deben soportar el peso del vehículo así como cualquier carga adicional que este transporte, junto con otros esfuerzos como las fuerzas de aceleración y frenado.

Además del objetivo de componente estructural, los ejes deben cumplir con una o más de las siguientes funciones dependiendo del diseño del vehículo:

Transmisión: uno o más ejes deben formar parte del sistema de transmisión. Un sistema mecánico ejerce una fuerza descentrada sobre el eje que, con la reacción del apoyo del eje, da lugar a un momento de fuerzas sobre el eje que es transferido hacia las ruedas para la aceleración del vehículo.

Frenado: para disminuir la velocidad de un vehículo se aplica una fuerza descentrada de forma que, con la reacción del apoyo del eje, se forma un momento de fuerzas en sentido contrario a la rotación de la rueda. Tanto los frenos de disco como los frenos de tambor ejercen esta fuerza descentrada. Además puede aplicarse el freno motor a través de la transmisión, que tiene un efecto más significativo en vehículos pesados y con relativamente poca deceleración máxima.

Guía: el eje de una rueda debe además guiar la rueda para que no se desplace axialmente, así como que no gire involuntariamente respecto a un eje perpendicular al eje de giro. El sistema de dirección controla el ángulo de guiado de las ruedas respecto al chasis, en la mayoría de los casos solo las del eje delantero.

2.3.3 Características estructurales.

Un eje rígido es una barra rígida que une una rueda de un lado con otra rueda del otro lado. Este elemento puede ser o no concéntrico con la rueda de un lado, de modo que esta rueda gire a una velocidad diferente a la del otro lado, lo cual es necesario en las curvas para disminuir el deslizamiento.

En los ejes independientes o de suspensión independiente, cada rueda está unida a un eje por separado. Los vehículos de pasajeros modernos generalmente tienen este tipo de eje delante y detrás.

Con este tipo de eje la masa no suspendida es menor y cada rueda tiene suspensión por separado y, por consiguiente, reaccionan de forma diferente que con un eje rígido, proporcionando más confort y maniobrabilidad al circular sobre baches.

2.3.4 Tipos de ejes.

a) Eje motriz

Un eje que es propulsado por el motor se llama eje de propulsión. Los automóviles modernos con tracción delantera típicamente combinan la caja de cambios y el eje delantero en una sola unidad llamada conjunto motriz.

El eje motriz se divide con un mecanismo de diferencial y juntas universales entre los dos semiejes. Cada eje está conectado a las ruedas mediante juntas homocinéticas que permiten a la rueda moverse libremente en sentido vertical y guiar las ruedas en las curvas mediante el sistema de dirección.

En vehículos con tracción trasera, es posible utilizar juntas cardan, ya que los ejes de las ruedas no cambian de orientación y no se varía la relación de transmisión con el desplazamiento vertical de las ruedas.

Algunos diseños simples, tal como en los karts, a veces se utiliza una sola rueda motriz. El eje de propulsión es un eje dividido que sólo conduce a una rueda.

b) Eje libre

Un eje libre es aquel que no forma parte del sistema de transmisión y gira libre. El eje trasero en un automóvil con tracción delantera se puede considerar un eje libre. Los camiones y remolques utilizan tracción trasera debido a su reparto de cargas, a las ventajas del eje rígido para estos vehículos, lo que permite el uso de ruedas libres delanteras.

Algunos camiones y remolques tienen un eje portador, que es un eje libre en tándem que puede subirse o bajarse con mecanismos neumáticos para que soporte o no parte del peso del vehículo. El eje se puede bajar para incrementar la capacidad de carga o para distribuir el peso sobre más ruedas, por ejemplo para cruzar un puente con restricciones de peso por eje.

Cuando no se utilizan se levantan del suelo para disminuir el desgaste en los neumáticos debido a la deriva en las curvas. Varios fabricantes ofrecen sistemas neumáticos controlados por computadora para que el eje portador baje automáticamente cuando se alcanza un determinado nivel de carga.

2.3.5 Definiciones de eje ferroviario

DEFINICIÓN 1: Barra que atraviesa un cuerpo giratorio y le sirve de apoyo en el movimiento.

DEFINICIÓN 2: Elemento axial al que se aplica un par motor para producir el giro de una componente ajustable.

DEFINICIÓN 3: Pieza cilíndrica de acero sobre la que se montan las ruedas, las cajas de grasa y los elementos terminales de la transmisión de un vehículo ferroviario, donde el número de ejes suele ser de dos o tres.



Figura 9. Eje de ferrocarril

En el eje de un vehículo ferroviario se distinguen tres partes esencialmente:

- Fuste o cuerpo del eje comprendido entre ambas ruedas.
- Secciones de calaje sobre las que se calan o calzan las ruedas.
- Manguetas, sobre las que reposan los cojinetes de las cajas de grasa, que a su vez soportan el peso suspendido del vehículo.

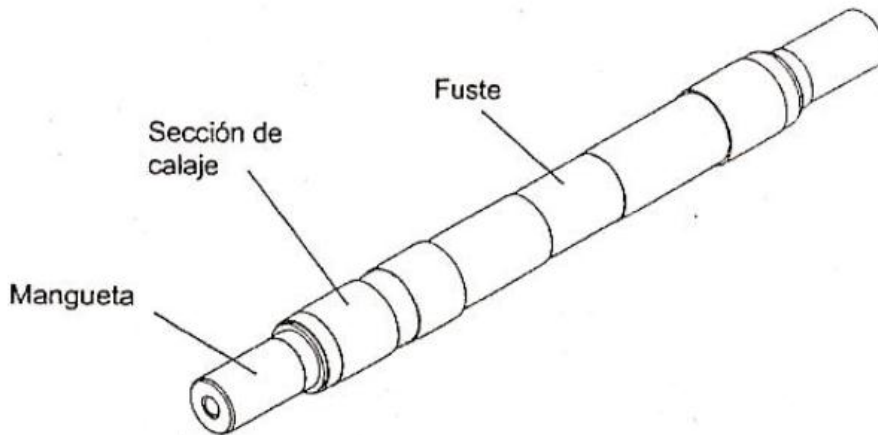


Figura 10. Partes de un eje ferroviario

Las dimensiones del eje en sus diferentes secciones dependen de la carga a que se encuentra sometido. Por otro lado, el material está sometido a una gran fatiga, tanto por el esfuerzo cortante procedente del calaje de la rueda como por la alternancia de las flexiones en la sección de empotramiento de la mangueta.

Los problemas de fatiga que presentan los ejes han hecho que se elaboren normativas específicas para el diseño de los mismos. Las fases de diseño implican :

- Identificación de las fuerzas y cálculo de los momentos en diversas secciones.
- Selección de los diámetros para el cuerpo y las manguetas. El resto se dimensionan a partir de éstos.
- Comparación entre tensión calculada y tensión máxima admisible, función del acero y del tipo de eje (macizo o hueco).

2.3.6 Ejes montados o calados

Se denomina eje montado al conjunto de un eje y sus dos ruedas, caladas con arreglo a las especificaciones en vigor para cada ferrocarril. Además del perfecto equilibrado de cada rueda, el centro de gravedad del eje montado ha de coincidir con el teórico, ya que en otro caso, y sobre todo si el eje fuera motor, la resultante del esfuerzo de tracción daría lugar a un par que alabearía el eje, forzando las pestañas contra el carril.

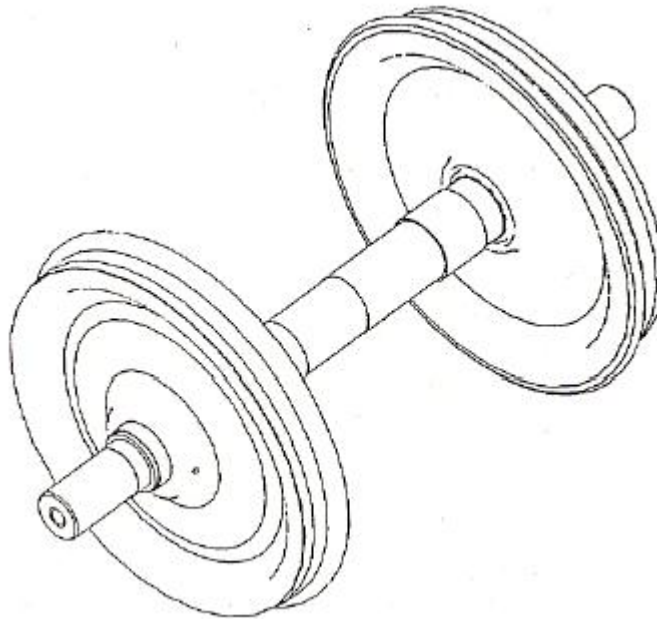


Figura 11. Eje calado.

Un eje calado abarca dos ruedas conectadas rígidamente por un árbol común y se apoya en los cojinetes montados en los diarios del árbol.

El eje calado proporciona:

- La distancia necesaria entre el vehículo y la vía.
- La dirección que determina el movimiento dentro de la vía, incluyendo en las curvas y en los interruptores.
- Los medios de transmisión de la tracción y fuerzas de frenado a los raíles para acelerar y decelerar el vehículo.

El diseño del eje calado depende de:

- El tipo del vehículo (tracción o arrastrarse).
- El tipo de sistema de frenos usado (freno del zapata, disco del freno en el árbol, o disco del freno en rueda).
- La construcción del centro de la rueda y de la posición de cojinetes respecto al árbol (interior o afuera).

- El deseo de limitar fuerzas de una frecuencia más alta usando elementos resistentes entre el centro de la rueda y el neumático.

Los tipos principales de diseño del eje calado se demuestran en la figura 4. A pesar de la variedad de diseños, todos estos grupos de ruedas tienen dos características comunes: la conexión rígida entre las ruedas con árbol y el perfil seccionado transversalmente de la superficie del balanceo de la rueda, nombrado perfil de la rueda.

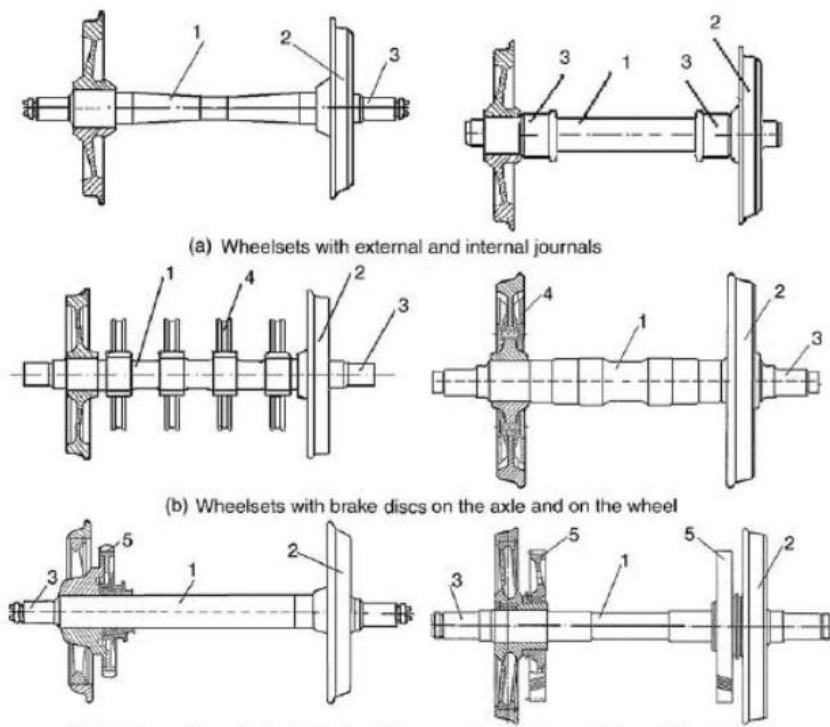


Figura 12. Diseños de ejes calados.

Tipos principales de los diseños de grupos de ruedas: (a) con los diarios externos e internos; (b) con los discos del freno en el árbol y en la rueda; (c) con la posición asimétrica y simétrica de los contactos de rodadura (1-árbol; 2-rueda; 3-diario; 4-disco del freno; 5-contacto de rodadura dentado).

2.3.7 Ferrocarril alta velocidad: eje hueco.

El eje hueco en los ferrocarriles fue desarrollado a principios del siglo XX, y montaba los motores de tracción encima o a un costado del eje motriz, y se acoplaba al eje mediante un conjunto de engranajes y un eje hueco semiflexible. La locomotora Pennsylvania Railroad GG1 usaba el eje hueco.

Rápidamente, el eje hueco fue abandonado a medida que los motores disminuían su peso y tamaño. Pero es en los últimos años cuando se fabrican los trenes de alta velocidad, que tan buen resultado están dando estos ejes gracias a las magníficas prestaciones que ofrecen. Pues estos trenes tienen, en su mayoría, montados ejes huecos en sus vagones, como medida de ahorro de peso y tamaño, así como de costes de fabricación. Estos trenes alcanzan velocidades de 356'8 km/h, pero comercialmente únicamente llegan a los 300 km/h como máximo.



Figura 13. Ferrocarril de alta velocidad.

2.3.8 Prescripciones técnicas del material rodante de alta velocidad.

De las prescripciones técnicas del material rodante de alta velocidad, el dato que interesa es el valor de la carga estática por eje, ya que se va a utilizar en los análisis a fatiga del eje a estudio.

Según la N.T.C. MA 009 (Norma Técnica de Circulación), las cargas por eje serán conforme a la ETI (Especificación Técnica de Interoperabilidad) de material rodante.

Tabla 1: Carga estática por eje del material rodante

Velocidad máx. servicio	Carga estática
> 250 Km/h	≤ 17 Tm/eje
=250 Km/h	≤ 18 Tm/eje

De los ferrocarriles de alta velocidad que existen en España en la actualidad, se encuentran los siguientes con una carga estática por eje como la que se muestra en la tabla:

Tabla 2: Carga por eje de ferrocarriles de alta velocidad

Ferrocarril Alta velocidad	Peso máximo por eje
Talgo Bombardier 250	17 Tm
Talgo Bombardier 350	18 Tm



Capítulo 3

CONCEPTOS DE FATIGA

3.1 INTRODUCCIÓN.

Una importante cantidad de máquinas o sistemas mecánicos que los seres humanos emplean para el desarrollo de distintas actividades están sometidos a lo largo de su vida útil a diferentes cargas, siendo estas en la mayoría de los casos de carácter variable con el tiempo y causadas por fenómenos mecánicos, fluctuaciones de temperatura, inmersiones en ambientes químicamente corrosivos, contactos con rozamientos, o incluso una combinación entre algunos de estos fenómenos. La aplicación continuada de estas cargas, bien de forma cíclica o aleatoria puede converger en la aparición de pequeñas grietas en el material del cual está constituido dicho elemento mecánico. Por regla general estas grietas aparecen en la superficie de las piezas, y posteriormente van progresando a través del propio material, reduciendo así la capacidad para la cual se ha diseñado el componente, pudiendo desembocar en un fallo impredecible e inesperado por la fractura de la pieza. El fenómeno mencionado se conoce como fallo por fatiga y es el responsable de más del 50% de los fallos en componentes mecánicos pudiendo ocasionar grandes catástrofes tanto humanas, como económicas e incluso medioambientales.

Es definido de una manera más general por las normativas ASTM como “el proceso de cambio estructural permanente, progresivo y localizado que ocurre en un punto del material sujeto a tensiones y deformaciones de amplitudes variables y que produce grietas que conducen a una fractura total tras un número de ciclos”.

La fatiga es la causante de la mayor parte de las roturas de las piezas en servicio, y su estudio precisa comprender que no es un fenómeno asociado al concepto clásico de plasticidad o daño, y que la rotura se produce bajo cargas que están aún dentro del período elástico del comportamiento del material. Las roturas por fatiga son especialmente peligrosas porque no suelen presentar indicios de fallo inminente, sino que este se produce de modo repentino y sin observar deformaciones plásticas de conjunto, lo que a lo largo de la historia ha provocado importantes accidentes. Uno de los aspectos más destacados a la hora de realizar el diseño de tales componentes y piezas es la vida esperada a fatiga es decir, realizar una estimación del tiempo que la pieza será capaz de aguantar sin llegar a romperse durante su vida útil.

El fenómeno de fatiga es conocido recientemente, en concreto, desde el siglo pasado y por su destacada importancia se le ha prestado una gran atención y se han realizado multitud de investigaciones y ensayos en la industria para intentar dar solución a este complejo problema. Mediante diferentes técnicas el ingeniero es capaz de estimar, con cierto rango de seguridad, la vida útil de los diversos componentes de las máquinas ayudándose de las expresiones que aporta la teoría clásica de la fatiga y, aunque no están del todo implantados, mediante programas o software de simulación que se aproximan de manera eficiente a los modelos reales y permiten resolver complejos sistemas mecánicos que serían prácticamente imposibles de realizar por uno o varios ingenieros debido al elevado número de complejas ecuaciones que se presentan en los diversos problemas y al tiempo que conlleva el desarrollo de las mismas. A parte de esto se le suma numerosos parámetros que influyen en el proceso y dado que algunos de los cuales no son conocidos de forma precisa, hacen que el problema esté aún sin resolver.

La carga variable en el tiempo es la principal causa de propagación de la grieta, pero a su vez dicha propagación también dependerá del tipo de material del cual está constituido el elemento mecánico, que tendrá asociado unas propiedades específicas. La naturaleza aleatoria de las propiedades del material hace que la vida de crecimiento de grieta de distintos elementos de un mismo material y sometido a cargas idénticas, pueda dar valores significativamente diferentes.

Las determinaciones experimentales son caras y conllevan un gran consumo de tiempo, de ahí la importancia del desarrollo de métodos de análisis fiables. Sin embargo, los análisis de crecimiento se hacen normalmente a partir de datos obtenidos en ensayos con carga de amplitud constante y la extrapolación del conocimiento y de los datos experimentales obtenidos en amplitud constante a los casos reales de carga, no es un problema sencillo. Unido al desconocimiento real de la secuencia de aplicación de las cargas, las cuales necesitan ser definidas estadísticamente, se produce el denominado efecto de secuencia o de interacción de cargas debido a la irregularidad de las mismas.

El incremento de longitud de grieta en cada incremento de carga está condicionado por la historia previa además de por la longitud de la grieta y los valores máximo y mínimo de tensión en cada ciclo. Los análisis de vida de crecimiento mediante simulación ciclo a ciclo, permiten estudiar el comportamiento de una grieta bajo cargas de amplitud variable manteniendo el efecto de secuencia, y analizar la variabilidad en la vida que se produce al utilizar distintas historias de carga representativas de un mismo proceso. La mayoría de

Estos modelos de simulación han sido contrastados mediante ensayos con cargas de amplitud constante, y en algunos casos con cargas de amplitud variable.

3.2 BREVE HISTORIA.

Desde hace mucho tiempo se ha constatado que los materiales rompen más fácilmente bajo la acción de cargas variables que bajo la acción de cargas constantes. Es bien conocido el que la aplicación de una fuerza repetidas veces conduce a la rotura del componente con más facilidad que con una única carga estática (a igualdad de valores). Sin embargo, hasta finales del siglo XIX no se comenzó a analizar sistemáticamente este aspecto del comportamiento de los materiales.

William John Macquorn Rankine, ingeniero y físico escocés, mientras trabajó con su padre en la Edinburgh & Dalkeith Railway (la primera vía férrea de Escocia), propuso en 1843 una teoría para explicar las roturas por fatiga que se producían en los ejes de los ferrocarriles. Estas teorías servirían posteriormente a August Wöhler, ingeniero alemán.

Fue este mismo, Wöhler, durante las décadas de 1850 y 1860, quién realizó la primera investigación sistemática del fenómeno de fatiga. Wöhler trabajó en la industria del ferrocarril y realizó numerosos ensayos de laboratorio sometiendo probetas a esfuerzos alternantes. Con estos ensayos introdujo el concepto de límite de fatiga y el diagrama S-N (diagrama que relaciona el nivel de tensión alternativa pura con el número de ciclos hasta rotura de una probeta).

Ya en 1903, Ewings y Humphries observaron que si se supera el límite de proporcionalidad con carga estática, aparece deslizamiento en algunos planos cristalinos del material y por ello deformación. Pero también observaron que surgen líneas de deslizamiento para un valor del esfuerzo máximo muy por debajo del límite de proporcionalidad, y que al aumentar el esfuerzo, se incrementa el número y el tamaño de las líneas de deslizamiento, hasta producirse la rotura de algunos cristales de los que se compone el material. Este proceso es el que, interpretaron, conduce finalmente a la rotura del material.

Aun cuando la teoría de Ewings y Humphries supone un notable avance respecto a lo que hasta entonces se conocía sobre la fatiga, presenta algunas

lagunas. Por ejemplo la falta de explicación de la ausencia de rotura de las probetas y piezas por debajo de un cierto umbral de tensión, como observó Wöhler.

En 1910, el norteamericano Bastin plantea una ecuación, en la forma del logaritmo de la tensión frente al logaritmo del número de ciclos, para la zona de vida finita observada por Wöhler. La ecuación que se utiliza hoy en día proviene de aquellos planteamientos.

A mediados de los años 20, Hanson y Gough apuntaron una hipótesis a este aspecto de la fatiga de los materiales férricos, considerando que se produce un fenómeno de endurecimiento por deformación de tal modo que, para niveles bajos de la tensión de fatiga, es capaz de frenar la propagación de las microgrietas originadas por el deslizamiento cristalino.

Como resumen, se puede decir que, a pesar del enorme esfuerzo invertido durante los últimos 180 años, aún no se posee un conocimiento completo del fenómeno de la fatiga de los metales. De todos modos, la teoría del deslizamiento parece ser la más adecuada para interpretar las fases iniciales de la fatiga de un material.

La gran cantidad de datos disponibles para materiales férricos (y algunos otros materiales metálicos), ha permitido desarrollar “procedimientos de cálculo” razonablemente bien comprobados por multitud de diseños. Estos procedimientos permiten diseñar piezas para una duración dada cuando están sometidas a un estado de tensiones variables conocido. Por otro lado, la teoría de la fractura por fatiga permite predecir, entre otras cosas, el crecimiento de la grieta con los ciclos de carga. Es por ello, por lo que los métodos tradicionales de cálculo junto con la teoría de la fractura por fatiga proporcionan una sólida base para el diseño de sistemas estructurales metálicos.

3.3 FUNDAMENTOS DE FATIGA.

Una de las causas más comunes de falla de los materiales se debe a la *Fatiga* del material. Los materiales sometidos a cargas fluctuantes o repetidas tienden a desarrollar un comportamiento característico que difiere fundamentalmente del comportamiento bajo cargas constantes. Este “comportamiento diferente” se llama **Fatiga**. Dado que los elementos de un tren están sometidos a este tipo de sollicitaciones, y que en la práctica totalidad de los casos su efecto es más

perjudicial que el de las solicitaciones estáticas, el análisis del fenómeno de fatiga es de importancia decisiva para el diseño mecánico.

Llamaremos fatiga al “fenómeno que afecta la resistencia de las piezas cuando se las somete a un número más o menos alto de solicitaciones repetidas de una cierta amplitud”. La idea clave es que la sollicitación (carga o deformación) debe variar en el tiempo para obtener fatiga como posible causa de falla. Podemos definir a la fatiga de los materiales como el “deterioro que se desarrolla bajo la acción de ciclos repetidos de carga o deformación de cierta amplitud, en una determinada pieza.” Este deterioro se manifiesta en fisuración y eventualmente rotura.

Si bien la Fatiga se desarrolla en todos los materiales (incluyendo metales, plástico, gomas, hormigón, etc.), nuestro estudio se concentrará en el acero que se emplea para la fabricación del eje que nos ocupa.

La fuente principal de Fatiga son las no homogeneidades de los materiales. Todos los materiales, aún los cristales más perfectos, tienen imperfecciones de muchos tipos, de modo tal que ningún material puede ser considerado perfectamente homogéneo. Bajo cargas repetidas el efecto de las no homogeneidades se ve enfatizado.

Es sabido que un material sometido a tensiones repetidas o fluctuantes fallará a una tensión mucho más baja que la necesaria para producir la fractura con una sola aplicación de carga. Esto se debe a la fatiga que se produce principalmente tres efectos:

- pérdida de resistencia
- pérdida de ductilidad
- aumento en la incertidumbre en cuanto a la resistencia y a la duración (vida en servicio) del material.

Las fracturas que resultan de la fatiga están entre las más difíciles de prever debido a la dificultad de reconocer las condiciones que las producen. La fatiga puede ocurrir a tensiones dentro del rango elástico, a veces ocurre bajo cargas

intermitentes que a primera vista no parecen haberse repetido un número suficiente de veces como para causar fatiga. La fatiga de materiales es principalmente un efecto de la repetición de sollicitaciones y no un efecto derivado del tiempo (al contrario que el “creep”).

3.3.1 Características de la rotura por fatiga.

Es evidente que el origen de la rotura por fatiga es un punto de concentración de tensiones en la superficie de rotura.

La apariencia de la superficie de fractura de un elemento por fatiga aporta muchas veces información sobre las condiciones de trabajo y de la rotura del mismo.

Examinándola se suelen distinguir varias partes más o menos claramente diferenciadas.

La Fig.14 ilustra un ejemplo clásico de la rotura por fatiga de un eje.

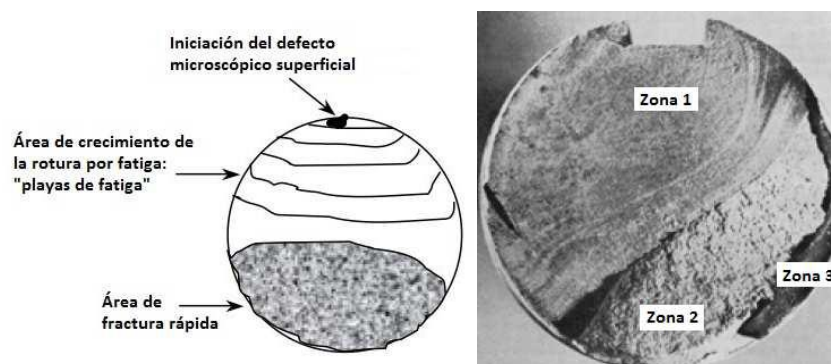


Figura 14. Zonas diferenciadas en la superficie de fractura de un eje por fatiga

En esta figura se observan tres zonas diferentes:

- **ZONA 1:** Es la zona con más sección, corresponde a la propagación lenta de la grieta (fuente de concentración de tensiones). Suele tener un aspecto liso y a veces es posible distinguir la propagación de la grieta ciclo a ciclo (cada línea o estría de la figura) una vez rota la pieza. La mayor o menor nitidez con las que aparecen estas líneas o estrías dependen de la naturaleza del material.

- **ZONA 2:** Corresponde al crecimiento rápido de la grieta, presentando una superficie irregular, y cubre casi el resto de la sección del eje.
- **ZONA 3:** Finalmente, la sección neta de la pieza queda tan reducida que es incapaz de resistir la carga desde un punto de vista puramente estático, produciéndose la rotura final en un ciclo de carga.

Cabe recalcar que la fatiga ocurre bajo toda clase de cargas y a tensiones tanto altas como bajas, pero este fenómeno solo afecta a las piezas cuando están sometidas a sollicitaciones repetidas de una cierta amplitud. La apariencia de la superficie de fractura de un elemento por fatiga aporta muchas veces información sobre las condiciones de trabajo y de la rotura del mismo.

Su progreso puede explicarse de la siguiente manera: a los pocos ciclos de acción de la carga repetida, comienzan a producirse cambios aislados en la estructura atómica en puntos dispersos del material. Estos rápidamente comienzan a desarrollar fisuras submicroscópicas que crecen a medida que los ciclos continúan, hasta tener proporciones microscópicas y eventualmente llegan a ser visibles. Finalmente, cuando la fisura llega a un tamaño tal que debilita la pieza, se produce su rotura.

Se puede dividir el proceso de evolución de la falla en tres etapas denominadas: nucleación o iniciación, propagación o crecimiento de la fisura y rotura.

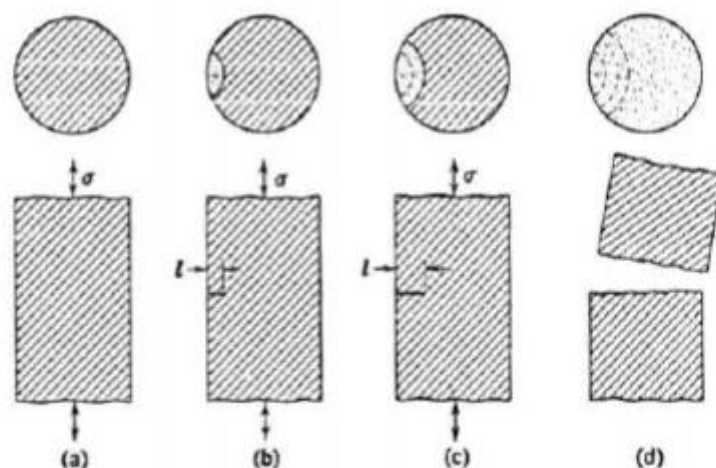


Figura 15. Proceso de evolución de la falla

3.4 ESTADIOS DE LA GRIETA EN FATIGA.

3.4.1 Estadio I: Iniciación.

El primer estadio posee dos etapas diferenciadas, la primera se refiere a una etapa de nucleación y la segunda a la iniciación de la grieta:

a) Nucleación.

Se produce en los metales cuando el nivel de tensión aplicada es menor que el límite elástico. Las fisuras se originan debido al endurecimiento producido en las regiones donde ha habido fluencia. Sabemos que en metales policristalinos sometidos a tensión simple, algunos cristales siempre estarán orientados de tal forma que deslizarán fácilmente (ver FiguraX). La nucleación se produce a partir esta fluencia altamente localizada.

A medida que la tensión (o carga) aumenta, estos cristales "débiles" fluirán primero, pero como están rodeados por material elástico, no afectan apreciablemente el diagrama de tensión-deformación estático. No obstante ha habido fluencia a una tensión nominal que no sobrepasa el límite elástico.

Si el material se carga solo una vez, este efecto es completamente insignificante. Pero si la carga se repite, cada repetición produce una fluencia localizada adicional que eventualmente resulta en la formación de fisuras de fatiga en las regiones en fluencia.

El proceso es el siguiente: un cristal débil está rodeado enteramente por cristales más fuertes que se orientan de forma tal que permanecen completamente elásticos a la tensión más alta que ocurre durante el proceso de carga. A medida que la tensión sube a su máximo durante el primer cuarto de ciclo, el cristal débil (A) fluye una cantidad pequeña. Durante la fluencia la tensión en A aumenta mucho más lentamente que la tensión total (Ver Figura X. El cristal A se comporta más o menos como un cristal único, y sus propiedades son por lo tanto bastantes diferentes de las del conjunto.

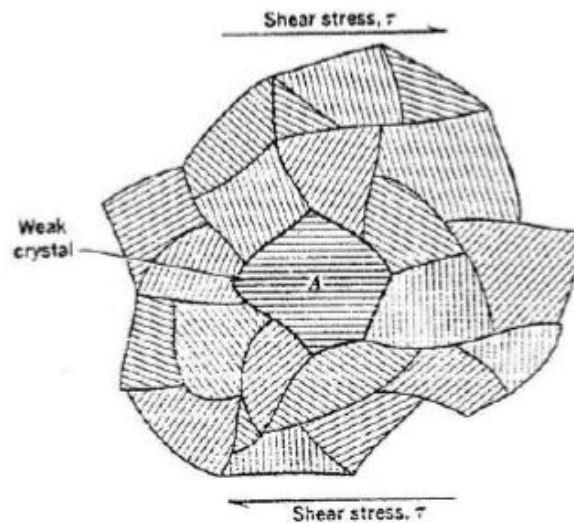


Figura 16. Orientación de los cristales

En el próximo medio ciclo la tensión disminuye a cero y se invierte, subiendo al máximo en la dirección opuesta. Durante esta inversión la deformación en el cristal débil se determina casi enteramente por la rigidez del material elástico circundante, comparado con la cual la del cristal "A" es muy pequeña. La deformación negativa que acompaña la tensión negativa máxima es igual que la deformación positiva que acompañó la tensión positiva máxima. El primer efecto de la descarga es simplemente permitir que los átomos en todos los cristales regresen elásticamente a sus posiciones de equilibrio. Sin embargo, el cristal A alcanza su configuración de equilibrio primero, antes que la deformación de la totalidad haya llegado a cero. A medida que la deformación continúa disminuyendo, el cristal A comienza a deformarse en la dirección opuesta.

Este proceso se repite con cada subsiguiente medio ciclo de deformación. Cada vez que la tensión se invierte, el cristal A fluye un poco más, y cada vez que fluye, se endurece por deformación un poco más. Dicho endurecimiento por deformación (strainhardening) es aditivo porque sólo involucra la interacción de dislocaciones durante el proceso, que casi no son afectadas por la dirección.

Esto explica aproximadamente lo que sucede durante las primeras etapas de fatiga en metales: la aplicación repetida de una tensión pequeña puede ocasionar el deterioro progresivo de un material aún cuando la misma tensión aplicada estáticamente no tiene ningún efecto permanente perceptible.

En resumen, el primer efecto de la fatiga en metales es la formación de bandas de deslizamiento altamente localizado en cristales individuales durante los primeros pocos ciclos.

A medida que continúan los ciclos, se forman nuevas bandas de deslizamiento, por lo que la deformación permanece altamente localizada. Como los grupos de las bandas de deslizamiento crecen formando estrías, el material entre ellas pasa a ser progresivamente más duro a causa de la acumulación de endurecimiento por deformación. En algún punto del proceso el material en las estrías llega a ser tan duro que se fisura (en escala submicroscópica). El momento exacto cuando esto sucede es aún desconocido pues la primera evidencia real de la grieta es la aparición de fisuras microscópicas. Sin embargo, se sabe que sucede dentro de los primeros ciclos de carga. Las fisuras submicroscópicas comienzan a formarse en las mismas direcciones que las bandas de deslizamiento. Las grietas individuales crecen, y los grupos de fisuras se unen hasta que el total alcanza un tamaño microscópico.

En general las fisuras de fatiga comienzan en la superficie de la pieza, en discontinuidades visibles, que actúan como concentradores de tensiones. Los cristales adyacentes a la superficie están menos restringidos que los cristales circundantes, y por eso los cristales "más débiles" suelen encontrarse próximos a la superficie. Aquí, la fluencia inicial es ocasionada no por un cristal desfavorablemente orientado sino por un aumento local en la tensión provocado por una concentración de tensiones. La nucleación sigue siendo altamente localizada. Los puntos débiles ahora son las pequeñas regiones afectadas por la concentración de tensiones. Una vez que las fisuras de fatiga comienzan, la propagación y la fractura son igual que antes.

b) Iniciación de la fisura

Las primeras fisuras microscópicas aparecen en las bandas de deslizamiento, en cristales desfavorablemente orientados cuya orientación es tal que las bandas de deslizamiento coinciden con los planos de corte máximos. Las fisuras microscópicas crecen en estos planos que incluyen todos los planos a 45° al eje de la pieza. Las fisuras comúnmente se originan en más de uno de estos planos. En este estadio la microgrieta tiene mucha dificultad para atravesar los bordes de grano, y a menudo, sólo consigue progresar un grano y ahí se detiene.

Si la carga es algo más alta o con suficiente número de ciclos, reinicia la propagación en el grano adjunto. La intersección y unión de varias de estas fisuras produce una fisura en zigzag, cuya dirección es a ángulos rectos al eje de la pieza.

3.4.2 Estadio II: Propagación estable.

Abarca la mayor parte de la duración del proceso fatiga y se extiende desde el momento en que se produjo el endurecimiento por deformación generalizada (acritud total) hasta la formación de una grieta visible.

A medida que crece la grieta, pronto descubre que su dirección de crecimiento no es óptima y que su propagación requiere un menor trabajo si se orienta perpendicular al campo tractivo (modo I). Habitualmente la reorientación de la grieta ocurre cuando la microgrieta ha atravesado unos pocos granos en el material

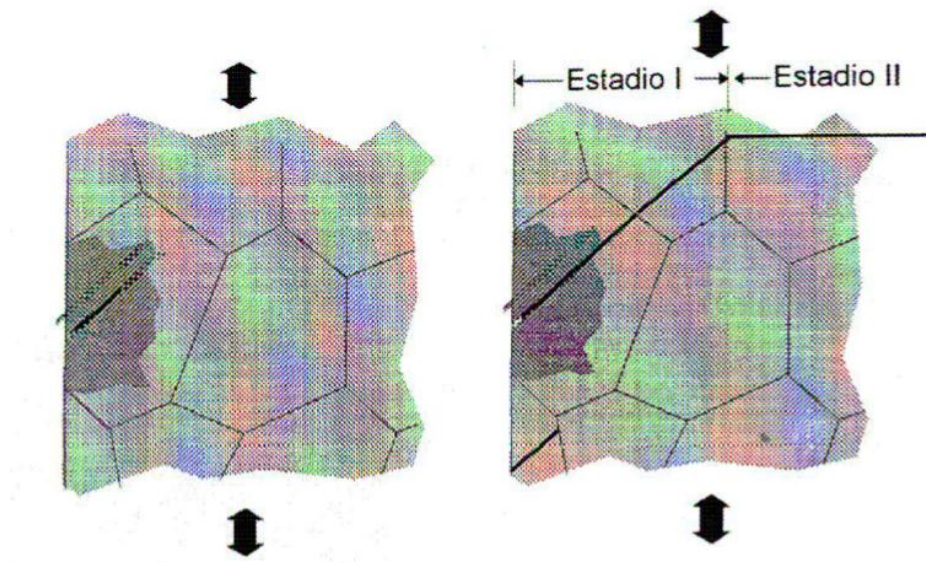


Figura 17. Reorientación de la grieta al modo I en el Estadio II de fatiga

A partir de este momento su propagación es estable y se ajusta a una ley potencial de intensidad de tensiones, de acuerdo a la ley empírica que propusieron Paris y Erdogan (1960):

$$\frac{da}{dN} = C \cdot \Delta K_I^m \quad (3.1)$$

Donde a es el tamaño de la fisura, N el número de ciclos y C y m son constantes que dependen del material y del medio ambiente.

A medida que crece el tamaño de la grieta, si las tensiones alternantes son constantes, aumenta ΔK_I y en consecuencia su velocidad de crecimiento: da/dN .

3.4.3 Estadio III: Propagación acelerada y fractura final.

Es la propagación de la grieta hasta que es lo suficientemente grande como para producir la rotura.

Cuando la fisura alcanza un valor determinado conocido como tamaño crítico de fisura, la propagación se convierte en catastrófica: la pieza rompe por clivaje o por coalescencia de microcavidades.

Este último estadio de la fatiga, en general, carece de interés: la velocidad decrecimiento es tan grande que el número de ciclos consumidos en el Estadio III apenas cuenta en la vida de la pieza.

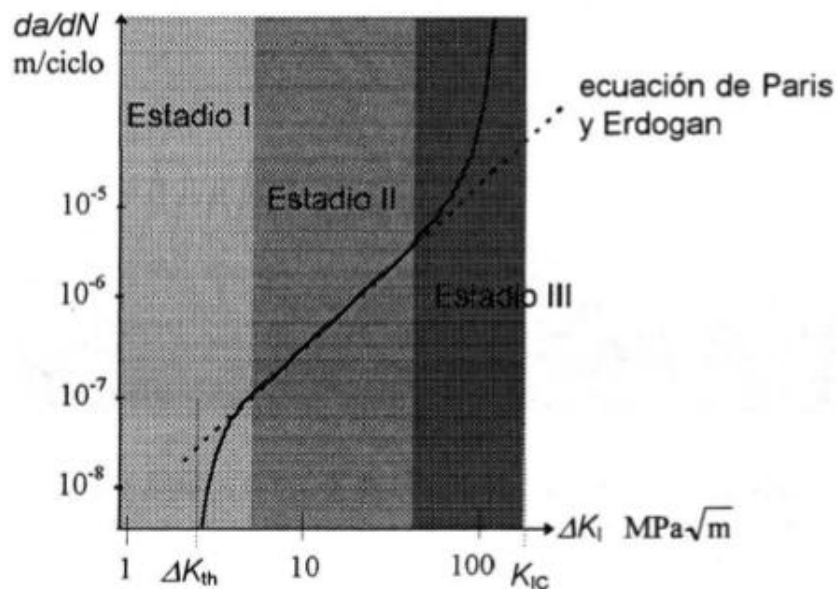


Figura 18. Estadios de la grieta

3.5 ZONAS SEGÚN RUGOSIDAD.

La superficie de la fractura tiene dos zonas de rugosidad características:

3.5.1 Zona Lisa.

Aparece debido al roce por la propagación de la grieta a través de la sección. Esta propagación, para el caso de procesos de carga en servicio, se indica con una serie de marcas anulares (llamadas líneas de parada o de reposo, similares a las marcas que dejan las olas sobre la playa), que se generan a partir del Punto de Nucleación (punto de concentración de tensiones). A su vez, podemos distinguir:

-Marcas de Playa: se forman en el frente de la fisura al producirse un reposo en el funcionamiento de la pieza. Consecuentemente no aparecerán en el caso de probetas, que generalmente se ensayan sin interrupción.

-Líneas Radiales: a veces las fisuras que se generan en la superficie (que es el lugar más frecuente) progresan según frentes diferentes a niveles levemente escalonados, quedando estas líneas radiales como huellas de cada nivel.

3.5.2 Zona Rugosa.

Aparece al romper la pieza por disminución de la sección efectiva sana ante el mismo valor de carga actuante. La rotura final, contrariamente a la zona con marcas de playa que es lisa y suave, presenta una superficie fibrosa y de relieve muy accidentado. Se trata de la zona remanente sana demasiado pequeña como para aguantar un ciclo más de sollicitación, que termina rompiéndose frágilmente.

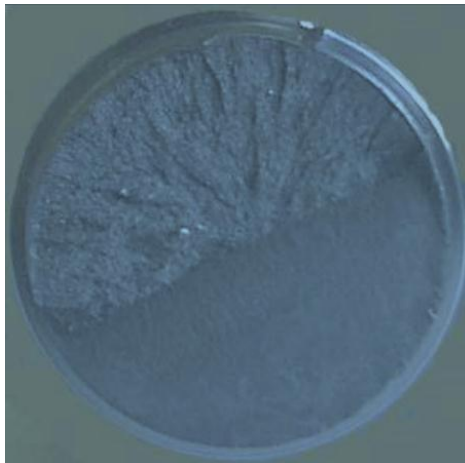


Figura 19. Zonas de rugosidad de la grieta

3.6 ANÁLISIS DE FATIGA.

El tipo de cargas que originan el proceso a fatiga resulta ser el más simple: carga repetida que provoca una tensión alternada (las tensiones de flexión en un eje rotativo varían de esta manera). La amplitud de tensión es igual a la tensión máxima, y la tensión media o promedio es cero.

Una pieza que es deformada alternativamente sobre cada lado de su configuración de equilibrio, está también sujeta a tensión simple alternada. Las variaciones sinusoidales simples de tensión como las descritas ocurren en elementos rotativos, como pueden ser los ejes.

3.6.1 Diagrama de fatiga S-N (Stress-Number of cycles).

El diagrama σ -n es la forma fundamental de representar los datos de la duración de una pieza a la fatiga, ilustra la variación de vida media en fatiga con la tensión. Se la suele llamar Curva de Fatiga o Curva S-N (Stress-Number of Cycles (N)), e indica la duración de la probeta expresada en números de ciclos hasta la rotura para la máxima tensión aplicada. Representa en ordenadas las tensiones máximas que producen la rotura por fatiga, y en abscisas, su duración en ciclos (suele representarse $\log N$ en lugar de N).

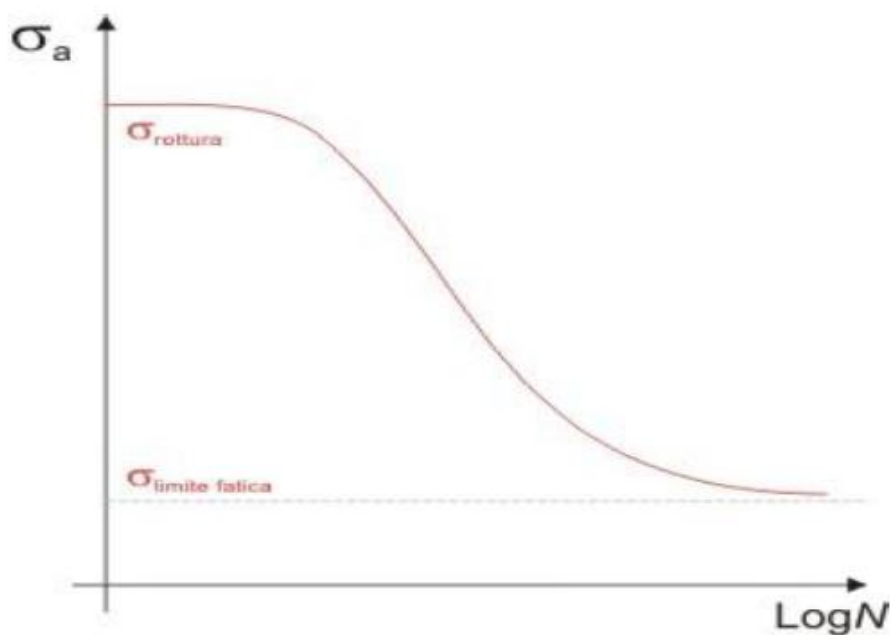


Figura 20. Curva S-N

En esta curva pueden distinguirse tres zonas claramente diferenciadas: la que comprende bajo número de ciclos aplicados (fatiga oligocíclica), la de bajo nivel de tensión aplicada (fatiga multicíclica) y finalmente aquella que correspondería a la vida infinita del material.

- **ZONA DE CICLO BAJO:**

Se sitúa normalmente por debajo de los 103 o 104 ciclos, dependiendo de los autores. En esta zona el material se comporta de manera muy similar a como lo hace frente a cargas estáticas, pero con una leve reducción de la resistencia. En esta primer zona, el daño "puro" por fatiga se ve acompañado por el producido por las deformaciones plásticas que son apreciables a esos altos niveles de tensión.

- **ZONA DE CICLO ALTO:**

Hasta 106 o 107 ciclos para los aceros, según autores. Esta zona muestra una reducción mucho más brusca con la duración, al mismo tiempo se comprueba que el material se comporta de manera diferente a como lo hace frente a cargas estáticas.

- **ZONA DE VIDA INFINITA:**

Existe un valor de la tensión por debajo del cual la duración de la probeta es infinita, es decir, no rompe. La tensión a la que se produce este efecto se conoce como límite de fatiga de la viga rotatoria o límite de fatiga sin corregir (S_e').

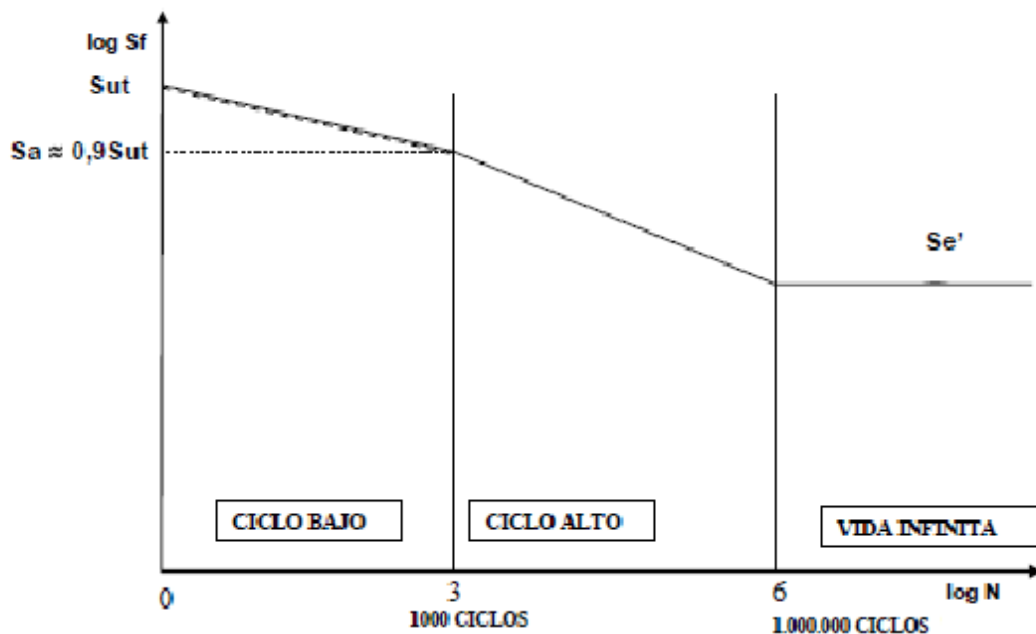


Figura 21. Zonas del diagrama S-N

Del análisis de la curva surge que el número “N” de ciclos que soporta una probeta antes de fallar, aumenta al disminuir la tensión “S” aplicada. Algunos materiales (ferrosos, aceros, titanio) presentan un tramo horizontal a un valor de tensión bien determinado conocido como Límite de Fatiga (Endurance Limit), valor por debajo del cual se presume que el material durará un número infinito de ciclos sin romper.

En el caso de materiales no ferrosos (Al, Mg, Cu) estas curvas son asintóticas a la horizontal, lo cual implica que no existe un verdadero límite de fatiga, por lo tanto se utiliza un número de ciclos N convenido, arbitrariamente inferior a ese valor, debajo del cual se supone que la pieza resistirá infinitos números de ciclos.

En resumen, los metales ferrosos tienen generalmente límite de fatiga, mientras que los metales no-ferrosos frecuentemente no.

Debido a estas características el Límite de Fatiga (S_e) constituye un criterio de diseño muy aceptable. Por ello es una magnitud frecuentemente tabulada, aunque por razones obvias debe basarse en ensayos.

A lo largo de los años se han tratado de buscar, mediante la relación de numerosos ensayos, correlaciones entre los valores de la resistencia a rotura en tracción (S_{ut}) y del límite de fatiga de la probeta rotatoria (S_e). Dependiendo del material, se pueden admitir las siguientes aproximaciones:

- Hierros y aceros forjados:

$$\begin{aligned} S'_e &= 0,5 \cdot S_{ut} & S_{ut} &\leq 1400 \text{ MPa} \\ S'_e &= 700 \text{ MPa} & S_{ut} &\geq 1400 \text{ MPa} \end{aligned}$$

- Aceros colados:

$$\begin{aligned} S'_e &= 0,45 \cdot S_{ut} & S_{ut} &\leq 600 \text{ MPa} \\ S'_e &= 275 \text{ MPa} & S_{ut} &\geq 600 \text{ MPa} \end{aligned}$$

3.6.2 Coeficientes modificativos del límite de fatiga.

Diversos factores afectan el valor de la resistencia a la fatiga de un elemento mecánico, como pueden ser: el tipo de material, su grado de aleación, método de fabricación, condiciones y atmósfera de trabajo, presencia de entallas, etc.

Todos estos factores son tenidos en cuenta con coeficientes de corrección, que se aplican al valor de resistencia a la fatiga obtenido para la pieza ensayada en condiciones de laboratorio.

Los valores de la resistencia y el límite de fatiga comentados en el apartado anterior son válidos para las condiciones que indican los protocolos de los ensayos

normalizados. Estas probetas son de reducido tamaño, cuidadosamente construidas, pulidas y montadas en la máquina de ensayos.

Además, las condiciones ambientales durante el ensayo también están controladas, se cuida con especial atención que no se introduzcan efectos de carga no deseados, como por ejemplo los debidos a vibraciones inducidas por el motor de arrastre o del soporte, etc.

Sin embargo, una pieza cualquiera de una máquina tiene un tipo de construcción y una forma de trabajo que no se parecen casi nunca a las de la probeta. Es por ello por lo que en la práctica se recurre a la utilización de coeficientes modificativos, empíricamente obtenidos, para adaptar o ajustar los valores del comportamiento a fatiga de las probetas a los de cada pieza.

El resultado de la aplicación de estos factores es la obtención del límite de fatiga corregido (S_e), que se define como el valor de la tensión alternante máxima que permite conseguir una vida infinita del mismo en las condiciones de funcionamiento.

La ecuación que relaciona el límite de fatiga en el ensayo de vida rotatoria (S_e''), el límite de fatiga corregido (S_e) y los factores modificativos del límite de fatiga (K_i) se denomina Ecuación de Marín.

$$S_e = \prod_i K_i \cdot S_e''$$

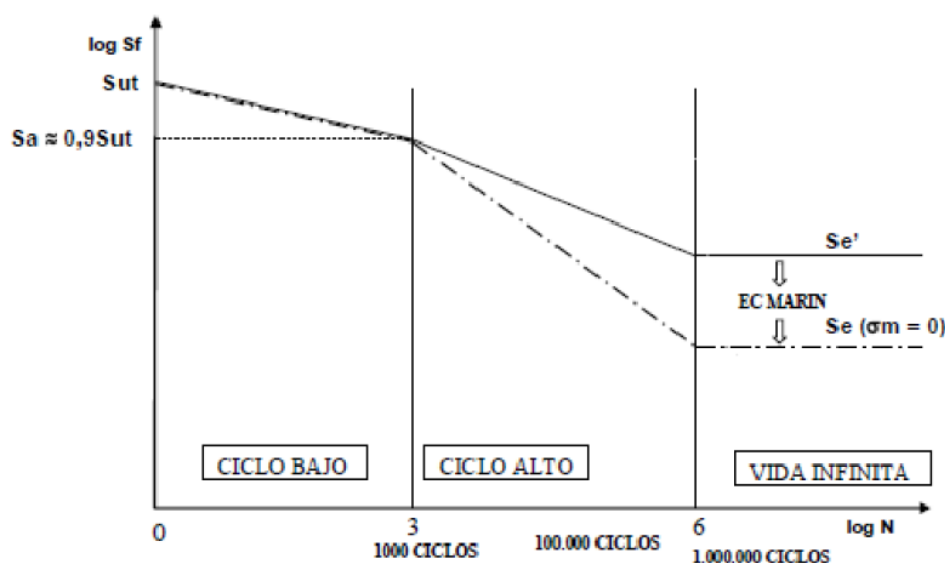


Figura 22. Diagrama de fatiga o curva S-N de una pieza real sometida a tensión alternante con tensión media nula

Los coeficientes K_i (obtenidos experimentalmente) son los siguientes:

- K_a : Factor de acabado superficial
- K_b : Factor de tamaño
- K_c : Factor de confiabilidad
- K_d : Factor de temperatura
- K_e : Factor de concentración de tensiones
- K_f : Factor de efectos diversos

En numerosas ocasiones, los grupos de ingeniería con experiencia saben estimar de forma empírica un valor aceptable de estos factores de forma global, junto con un coeficiente de seguridad apropiado.

En ausencia de esa experiencia, lo más conveniente es utilizar los valores recomendados, y finalmente, en la fase de ensayo de prototipos y en la observación del comportamiento de las piezas en servicio, corroborar si la elección realizada ha sido adecuada o no.

A continuación se desarrollan cada uno de esos factores.

3.6.2.1 Factor de acabado superficial. K_a .

La superficie de una probeta de viga rotatoria está muy pulida y además se le da un pulido final en la dirección axial para eliminar cualquier ralladura circunferencial. El factor de modificación depende de la calidad del acabado superficial y de la resistencia última del material.

La explicación de la reducción del límite de fatiga por el acabado superficial es que debido a la existencia de una mayor rugosidad en la superficie de la probeta se produce un fenómeno de concentración de tensiones en la misma.

El valor de K_a se obtiene de la siguiente correlación:

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b$$

Donde a y b se obtienen de la Tabla 2:

Acabado superficial	Coefficiente a (MPa)	Exponente b
Pulido	1	0
Acabado fino (esmerilado, rectificado,)	1.58	-0.085
Mecanizado sin acabar/estirado en frío	4.51	-0.265
Laminado en caliente	57.7	-0.718
Forjado	272	-0.995

Figura 23. Coeficientes a y b en función del acabado superficial

3.6.2.2. Factor de tamaño. K_b .

La resistencia a la fatiga depende del tamaño de la pieza, consecuencia directa de la naturaleza estadística de la fatiga. La rotura en fatiga depende de la distribución aleatoria de “puntos débiles” o imperfecciones en el material. Como

consecuencia, una pieza de mayor tamaño tendrá una mayor distribución de puntos débiles que una más pequeña, por lo tanto es de esperar que tenga una menor resistencia a la fatiga, o sea, que falle a tensiones más bajas.

Los diámetros de las probetas normalizadas de los ensayos son de 7.5 y 12.5 mm. Obviamente, los ejes que se quieran estudiar pueden tener valores de diámetros muy diferentes, presentándose la tendencia general que, cuanto mayor es el diámetro, menor es el límite de fatiga.

Para el cálculo de este factor de tamaño se deben tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- a) En el caso de carga axial, según algunos autores $K_b=1$ para cualquier diámetro. Sin embargo para otros se tiene que:

$$K_b = 1 \quad d \leq 10mm$$

$$K_b = 0,6 - 0,7 \cdot d \quad d \geq 10mm$$

- b)** En el caso de que la probeta esté sometida a flexión o a torsión, el factor de tamaño se calcula por medio de las siguientes ecuaciones, en función del diámetro:

$$K_b = \left(\frac{d}{7,62} \right)^{-0,1133} \quad 2,79 \leq d \leq 51mm$$

$$K_b = 1.189 \cdot d^{-0,097} \quad 52 \leq d \leq 250mm$$

- c)** Por último, puede darse el caso de que el elemento mecánico sometido a estudio no tenga sección circular, en este caso se procede a calcular el diámetro efectivo. Este diámetro efectivo se determina a partir del $A_{0.95}$, que se define como: el área limitada por los puntos de la sección que en algún momento están sometidos a una tensión mayor o igual que el 95% del máximo absoluto.

En el caso de una pieza con sección rectangular, esta área se corresponde con la parte coloreada de la figura:

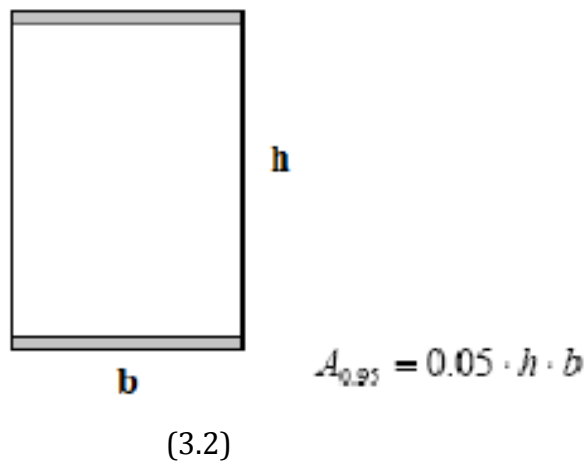


Figura 24. Equivalencia del factor de tamaño con pieza rectangular

Teniendo en cuenta que el área de 95% del esfuerzo de una sección circular de diámetro d_e sometida a flexión rotatoria, viene dada por:

$$A_{0.95} = \frac{\pi}{4} [d_e^2 - (0.95 \cdot d_e)^2] = 0.0766 \cdot d_e^2 \quad (3.3)$$

Igualando las dos expresiones, se obtiene el diámetro efectivo:

$$d_e = \sqrt{\frac{0.05}{0.076}} \cdot h \cdot b = 0.808 \sqrt{h \cdot b} \quad (3.4)$$

Una vez calculado el diámetro efectivo se podría calcular el factor de tamaño con las correlaciones antes descritas.

3.6.2.3 Factor de confiabilidad. K_c .

Como ya se ha comentado, es importante el carácter probabilístico de los ensayos realizados para obtener las curvas S-N, por esta razón, existe el factor modificativo de confiabilidad, que permite de forma analítica cuantificar esta probabilidad de fallo. Los valores de K_c en función de la confiabilidad se presentan en la siguiente tabla:

<i>Confiabilidad</i>	<i>Factor de confiabilidad K_c</i>
0.5	1
0.9	0.897
0.95	0.868
0.99	0.814
0.999	0.753
0.9999	0.702
0.99999	0.659
0.999999	0.620
0.9999999	0.584
0.99999999	0.551
0.999999999	0.520

Figura 25. Factor de confiabilidad

3.6.2.4 Factor de temperatura. K_d .

La temperatura modifica las propiedades mecánicas de los materiales, además de las resistencias a fluencia, fatiga y última.

Si la temperatura es lo suficientemente alta como para producir creep, su efecto es importante en la fatiga ya que, en este caso el efecto de la variación de la resistencia a la fatiga con la tasa de ciclado es muy importante. Además, aparece una componente de tensión constante (σ_m) que tiende a incrementar el creep, que se suma al efecto de la fatiga. Sin embargo, no debemos olvidar que mientras el creep es un fenómeno netamente dependiente del tiempo, la fatiga depende fundamentalmente del número de repeticiones de la carga (ciclos).

La obtención del factor de temperatura K_d resulta muy complicada, se recomienda la realización de pruebas en el laboratorio para su obtención. A continuación se presentan algunas correlaciones válidas para su cálculo.

$$\begin{aligned} K_d &= 1 & T &\leq 450^\circ\text{C} \\ K_d &= 1 - 5.8 \cdot 10^{-3} \cdot (T - 450) & 450^\circ\text{C} &\leq T \leq 550^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (3.5)$$

3.6.2.5 Factor de concentración de tensiones. K_e .

Es muy común encontrar elementos mecánicos con cambios de sección, agujeros, ranuras, chavetas, y otra serie de discontinuidades que alteran la distribución del esfuerzo. La influencia que puedan llegar a tener estas discontinuidades se evalúa mediante el factor de concentración de tensiones.

Es importante indicar que la naturaleza del material influye en la necesidad de tener en cuenta este factor, diferenciando así el estudio de un material dúctil de otro frágil. Por un lado, un material perfectamente dúctil bajo cargas dinámicas, a pesar de ser capaz de deformarse plásticamente, no dispone del tiempo necesario para hacerlo, y por ello es necesario considerar el efecto de la concentración de tensiones. Sin embargo, si este mismo material se encuentra sometido a cargas estáticas el efecto de la concentración de tensiones se considerará nulo.

Si el material es frágil, alrededor de la entalla la concentración de tensión alcanza valores muy elevados. El tipo de rotura es frágil, no va precedida de deformación plástica, por lo que es muy peligrosa. En este caso es necesario

considerar el efecto de concentración de tensiones tanto bajo cargas dinámicas como estáticas.

La evaluación del factor K_e se realiza siguiendo los pasos que se desarrollan a continuación:

- a) Cálculo de K_t (factor de concentración de tensiones teórico) por configuración geométrica. Utilizando las gráficas de las Figuras 26 y 27 a modo de ejemplo.

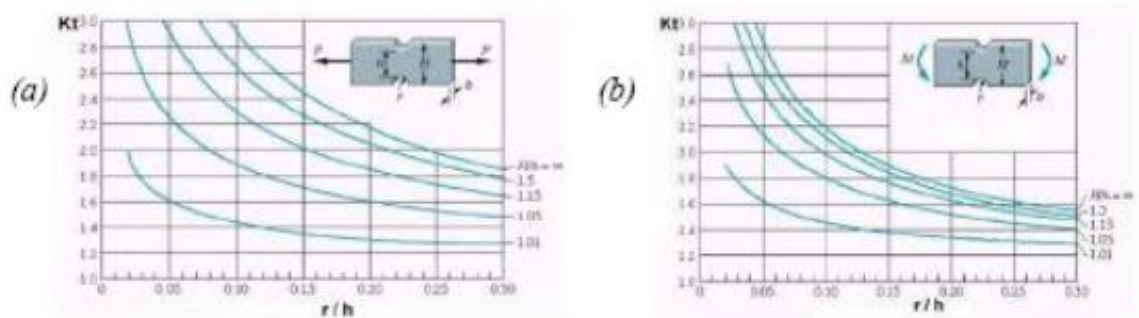


Figura 26: Barra de sección rectangular con dos muescas o recortes circulares sometidas a tensión o compresión simples (a) y a flexión (b)

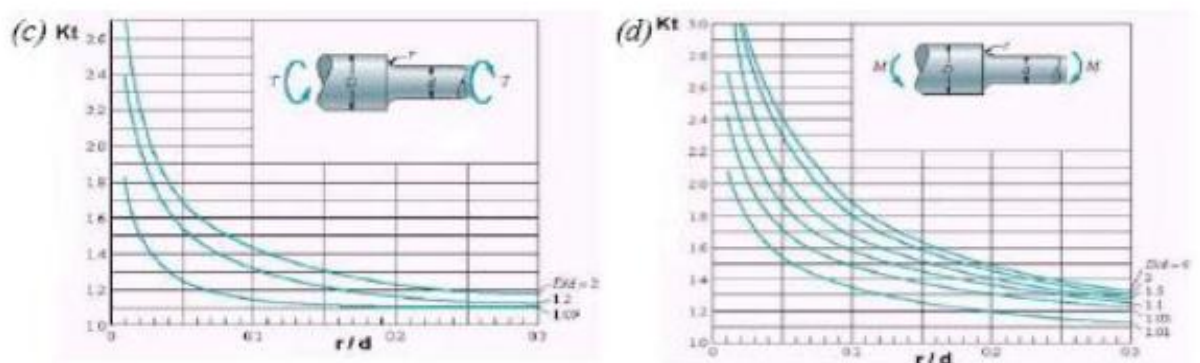


Figura 27. Barra de sección circular con estrechamiento y entalles en torsión (c) y en flexión (d)

Como se observa en estas gráficas, el factor K_t depende tanto de la forma geométrica del elemento (sección circular, rectangular), como del tipo de discontinuidad (agujeros transversales, muescas, estrechamientos de sección), y como del tipo de esfuerzo al que se ven sometidos (tracción simple, flexión simple, torsión).

- b)** Especificando el material se obtiene q (factor de sensibilidad a las ranuras), con ayuda de las gráficas de las Figuras 27 y 28, en función de la naturaleza de las cargas a las que esté sometido el elemento mecánico.

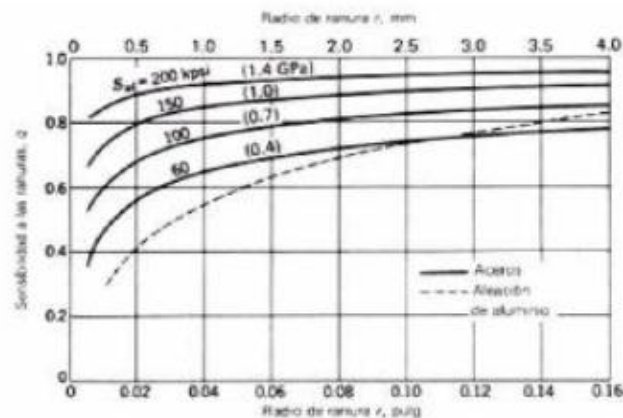


Figura 28. Sensibilidad a las ranuras para cargas de flexión y axiales alternantes

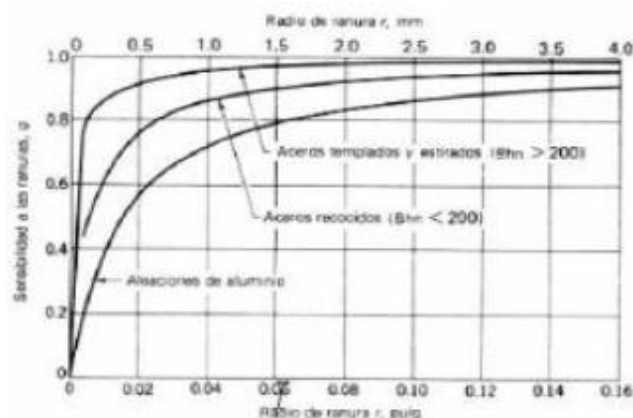


Figura 29. Sensibilidad a las ranuras para cargas de torsión alternantes

- c) Obtención de R_f (factor de reducción de la resistencia en caso de fatiga) mediante la siguiente ecuación:

$$q = \frac{\Re_f - 1}{K_t - 1} \quad (3.6)$$

- d) Finalmente se obtiene el factor de concentración de tensiones K_e como la inversa de R_f :

$$K_e = \frac{1}{\Re_f} \quad (3.7)$$

3.6.2.6 Factor de efectos diversos. K_f

Este factor se utiliza para modificar el límite de fatiga en función de otros aspectos no considerados anteriormente. Normalmente es necesaria la realización de experimentos para cuantificarlo. A continuación se comentan algunos de los más importantes.

- Esfuerzos residuales o remanentes

Son esfuerzos que permanecen en el material en ausencia de carga, y pueden aumentar el límite de fatiga cuando son compresivos o disminuirlo cuando son tractivos.

Hay operaciones como el bombardeo con perdigones o el martillado que mejoran el límite a fatiga del componente al introducir tensiones residuales de compresión.

- Características direccionales operacionales

El límite de fatiga de piezas fabricadas por estirado, laminado o forja, puede verse afectado por la direccionalidad de la operación que hace que el material se comporte de forma anisótropa. Así, la resistencia a la fatiga en dirección transversal puede llegar a ser un 10-20% inferior que en dirección longitudinal.

- Efectos del temple superficial

Debido a los diferentes valores de los límites de fatiga del núcleo de un elemento con temple superficial y de la capa templada, puede suceder que se sobrepase este valor en la zona de unión del temple al núcleo. En la siguiente figura se muestra la distribución, normalmente triangular, de las tensiones de una barra sometida a flexión o torsión. La línea gruesa indica los límites de resistencia a la fatiga para la capa superficial y para el núcleo.

En este caso, el límite de fatiga del núcleo gobierna el diseño, porque el esfuerzo σ o τ (según corresponda) en el radio exterior del núcleo es mayor que el límite de resistencia a la fatiga del núcleo.

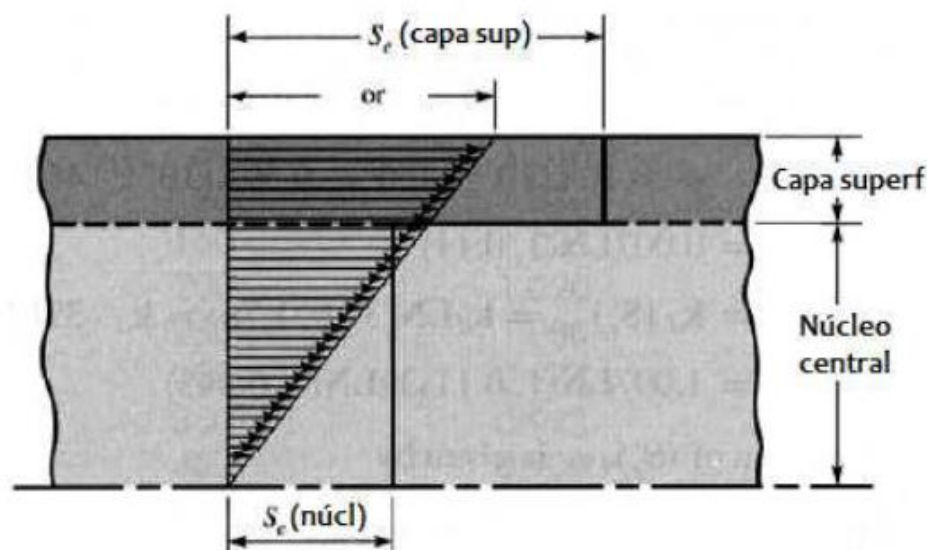


Figura 30. Pieza con temple superficial en flexión o torsión

- Efectos de corrosión

La corrosión disminuye la resistencia a la fatiga ya que se crean puntos de concentración de esfuerzos que favorecen la creación y posterior propagación de fisuras por procesos de fatiga.

La fatiga por corrosión se ha convertido en uno de los principales problemas en el diseño de ejes de ferrocarril. Aunque no sólo es en este campo en el que dicho fenómeno toma importancia, sino que existen una gran cantidad de procesos en los que se ve involucrada esta forma de fatiga, sobre todo en aquellos

en los que existen ambientes de trabajo agresivos, a la intemperie o bajo medios ácidos, zonas de lluvia, zonas costeras, etc.

Debido a esto, desde hace algún tiempo se está estudiando dicho fenómeno en profundidad, así como las consecuencias que acarrea, y concretamente, en el campo ferroviario, donde se ha comprobado que una gran parte de los fallos han sido producidos por el fenómeno de la corrosión. Con el crecimiento que está mostrando la alta velocidad en todo el mundo, se hace necesario controlar todos los parámetros de manera eficaz, ya que el mínimo fallo podría provocar accidentes fatales.

- Recubrimiento electrolítico

Los recubrimientos electrolíticos suelen producir disminución de los límites de fatiga. Así, por ejemplo en los procesos de cromado, niquelado o cadmiado se puede producir una reducción del límite de hasta el 50%. Sin embargo el galvanizado (recubrimiento con zinc) no afecta.

- Corrosión por apriete (*fretting*)

Este fenómeno se produce por el movimiento microscópico en la superficie de piezas mecánicas o estructuras estrechamente ajustadas, como juntas atornilladas, cojinetes... La reducción en la resistencia a fatiga puede ser de hasta el 70%, y su existencia se reconoce por la presencia de cambio de color en la superficie, picadura, y eventualmente, fatiga.

3.6.3 Esfuerzos fluctuantes.

Los esfuerzos fluctuantes en la maquinaria a menudo adoptan la forma de un patrón sinusoidal debido a la naturaleza de algunas máquinas rotatorias.

Es necesario conocer las fuerzas máximas y mínimas para caracterizar el patrón de la fuerza. Siendo F_{\max} la fuerza mayor y F_{\min} la fuerza menor, se definen las fuerzas medias (F_m) y alternantes (F_a) como:

$$F_m = \frac{F_{\max} + F_{\min}}{2}$$

(3.8)

$$F_a = \left| \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2} \right|$$

(3.9)

Las componentes del esfuerzo, a partir de las fuerzas anteriores, se definen como:

- σ_{\min} = Tensión mínima
- σ_{\max} = Tensión máxima
- σ_a = Tensión alternante, amplitud de la tensión
- σ_m = Tensión media
- σ_r = Intervalo total de tensión
- σ_s = Tensión estática o estacionaria

Algunas de las cuales, pueden verse en la siguiente figura:

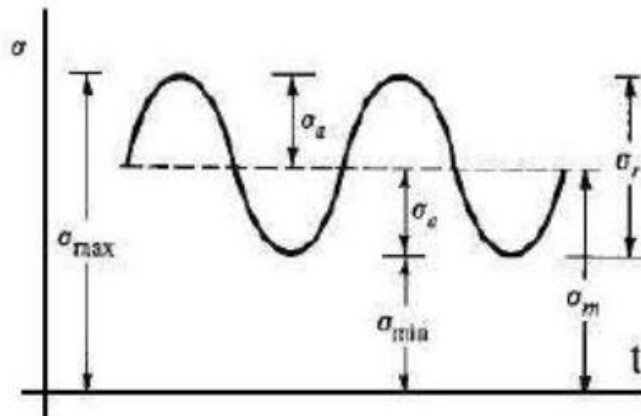


Figura 31. Diagrama de un esfuerzo fluctuante senoidal

El procedimiento a seguir para estudiar este tipo de tensiones fluctuantes consiste en descomponer la carga en sus componentes media y alternante.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

(3.10)

$$\sigma_a = \left| \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \right|$$

(3.11)

Se supone el estado tensional resultante como la superposición de un estado de carga constante (producido por la tensión media), y otro de carga alternante, es decir, con inversión completa (que será producido por la componente alternante).

3.7 CRITERIOS.

3.7.1 Criterio de Goodman.

Según este criterio la variación de la resistencia alternante con la tensión media se describe mediante una recta que pasa por los puntos $(0, S_f)$ y $(S_{ut}, 0)$. Es decir, el valor de la componente alternante para fallo a N ciclos es S_f , y para la tensión alternante nula (carga estática), la resistencia media o valor de la tensión media para fallo es S_{ut} . De esta manera la rotura a N ciclos se produce cuando:

$$\frac{S_a}{S_f} + \frac{S_m}{S_{ut}} = 1 \quad (3.12)$$

Este criterio constituye una más que aceptable aproximación a la realidad y presenta la gran ventaja de expresarse mediante una relación lineal, por lo que es el más utilizado en la práctica.

3.7.2 Criterio de Soderberg

Esta teoría también es lineal, y predice que, en ausencia de tensión media la rotura se produce cuando $\sigma_a = S_f$, pero que para tensión alternante nula (carga estática) y si el material es dúctil, el fallo se produce para $\sigma_m = S_{yt}$. Para tensiones medias la variación sigue una recta. Así, la condición de fallo a N ciclos se establece como:

$$\frac{S_a}{S_f} + \frac{S_m}{S_{yt}} = 1 \quad (3.13)$$

En la mayoría de los casos esta teoría arroja resultados excesivamente conservadores, por lo que se utiliza menos que la de Goodman.

3.7.3 Criterio de Gerber.

Esta teoría no es lineal, y supone que la variación de σ_a con σ_m se representa mediante una parábola cuyo vértice es el punto $(0, S_f)$, su eje es el de ordenadas y pasa por el punto $(S_{ut}, 0)$. Así, la rotura a N ciclos se produce cuando:

$$\frac{S_a}{S_f} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1 \quad (3.14)$$

Comparativa de los tres criterios

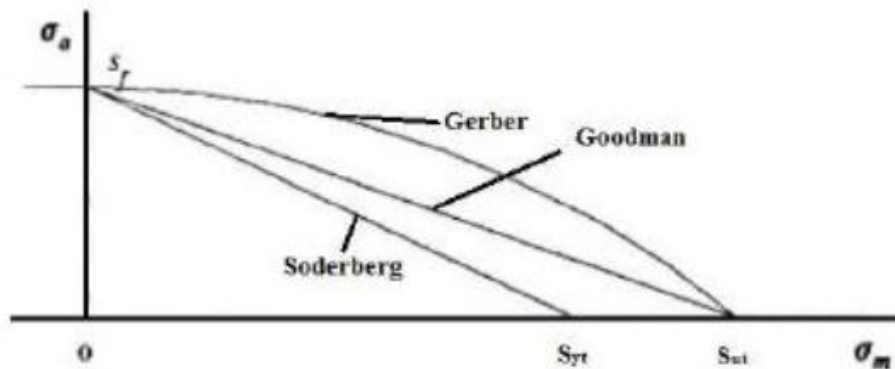


Figura 32. Diagrama de fatiga con criterios de Goodman, Soderberg y Gerber.

Cuando el punto representativo del estado tensional (σ_m, σ_a) está situado por debajo de las curvas, se tiene seguridad para la duración considerada. Si está sobre la curva correspondiente, cabe esperar el fallo tras esa duración. Y por último si está por encima, el fallo se producirá antes de la duración determinada.

El criterio de Soderberg previene contra el fallo por fluencia, en el sentido de que seguridad a fatiga conlleva seguridad a fluencia, es decir, asegura que la tensión máxima nunca superará el valor de la resistencia a fluencia. Sin embargo, esto no ocurre con las otras dos teorías.

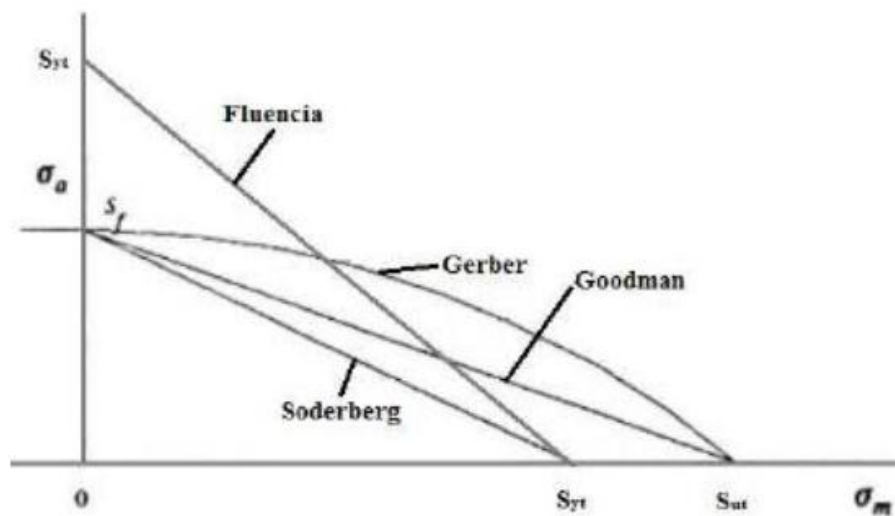


Figura 33. Diagrama de fatiga con criterios de Goodman, Soderberg, Gerber y recta de fluencia

En el supuesto caso de tener tensión alternante nula y tensión media inferior a S_{ut} , pero superior a S_{yt} , según Goodman y Gerber no se produciría la rotura, y sin embargo se habría alcanzado la fluencia. La explicación radica en que en estos casos el material rompe por fluencia y no por fatiga.

3.8 LÍNEA DE CARGA.

En la mayor parte de los sistemas mecánicos, las propias características de funcionamiento hacen que las variaciones de la tensión alternante solo puedan presentarse acompañadas de variaciones de la tensión media.

Por ejemplo, en el caso de las tensiones sufridas por el diente de un engranaje. En la zona de engrane, la base del diente está sometida a un esfuerzo de flexión, mientras que en la zona de no engrane, el diente está libre de esfuerzos. Esto implica que el diente está sometido a unos esfuerzos fluctuantes entre un valor determinado y cero, lo que a su vez quiere decir que las tensiones medias y alternantes serán igual a la mitad de la tensión máxima. En caso de existir una sobrecarga, la tensión alternante aumentará, pero también lo hará la tensión media, y en este caso, manteniéndose ambas iguales. De esta forma, no es posible un aumento de la tensión alternante sin un aumento igual de la media.

Se llama línea de carga a la representación en un diagrama $\sigma_m - \sigma_a$ de los posibles estados tensionales del sistema que se analiza, cuando la carga externa experimenta variaciones, también físicamente posibles, de acuerdo con la naturaleza del sistema.

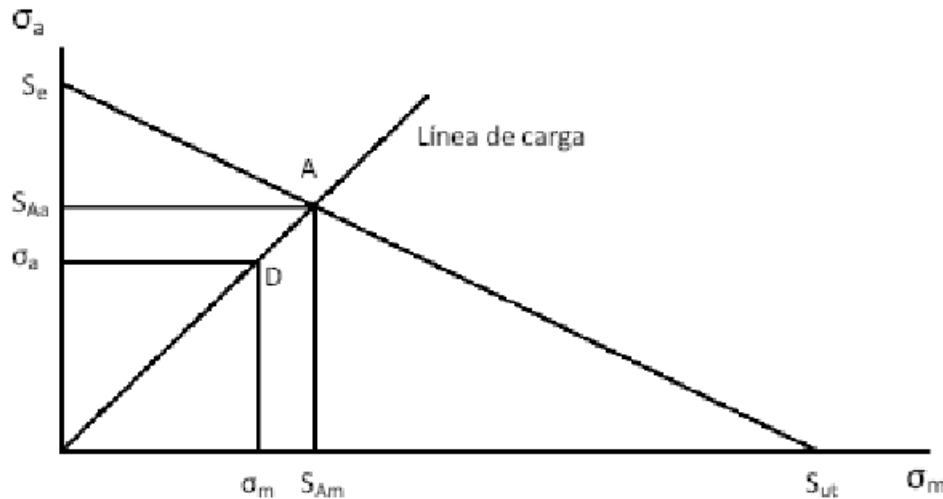


Figura 34. Línea de carga en el Diagrama de Goodman para vida infinita

El punto *A* representa la situación en la que se produce el fallo, en el caso de desear vida infinita.

Si el factor de seguridad se considera como factor de aplicación de la carga, se trataría de buscar el número por el que se ha de multiplicar la carga, y por tanto, las tensiones a las que afecta, hasta que las tensiones media y alternante fuesen las correspondientes al punto límite *A*. Como el punto *A* verifica la ecuación de Goodman se tiene que:

$$\frac{S_{Aa}}{S_e} + \frac{S_{Am}}{S_{ut}} = 1 \quad (3.15)$$

Si la carga externa se multiplica por un factor *n* para llegar a la situación límite, las tensiones medias y alternantes de diseño (punto *D*) también se multiplicarán por el mismo factor.

$$\frac{n \cdot \sigma_a}{S_e} + \frac{n \cdot \sigma_m}{S_{ut}} = 1 \quad (3.16)$$

Por tanto:

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \quad (3.17)$$

De esta manera queda definido el coeficiente o factor de seguridad n .

El procedimiento expuesto también es válido para otros criterios de fallo. Si, por ejemplo, se hubiese elegido el criterio de Gerber, el factor de seguridad se obtendría de la ecuación:

$$\frac{n \cdot \sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n \cdot \sigma_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1 \quad (3.18)$$



Capítulo 4

ANÁLISIS DE VIBRACIONES EN MÁQUINAS ROTATIVAS

4.1 INTRODUCCION.

Desde el desarrollo de los motores empleados para mover las máquinas la principal preocupación de los ingenieros fue la reducción de las vibraciones, así como el aislamiento de las mismas.

La aparición de vibraciones en una máquina siempre es señal de problemas en la misma, por lo tanto surge una necesidad de disponer de equipos de medida que midieran y analizaran estas vibraciones, con el fin de poder realizar técnicas de mantenimiento en las máquinas que proporcionen un buen funcionamiento.

Antiguamente la detección de las vibraciones se realizaba simplemente con el oído y el tacto de una persona debidamente cualificada, pero hay que tener en cuenta que antes las máquinas eran mucho más robustas y lentas que ahora.

El método usado actualmente para analizar las vibraciones se basa en la utilización de un acelerómetro piezoeléctrico, que es capaz de convertir una señal mecánica en una señal eléctrica, es decir, es capaz de transformar el movimiento vibratorio en una señal eléctrica de la que podemos realizar la medida y el análisis de vibraciones.

Para poder realizar el estudio de las vibraciones mecánicas, en la que se basa este proyecto, se utilizará una de las técnicas más empleadas en estos casos que es el análisis de las vibraciones en el dominio de la frecuencia.

Al analizar el movimiento vibratorio de un sistema formado por varios elementos móviles, encontramos la aparición de varias frecuencias simultáneas, por lo tanto el estudio de estos sistemas se vuelve algo complejo ya que es difícil diferenciar la procedencia de la señal de vibración. Esto quiere decir que estudiándolo mediante una relación amplitud-tiempo no es suficiente para diferenciar los distintos elementos de la máquina.

Por lo tanto podemos decir que la manera más apropiada es mediante una representación de la amplitud de la vibración en función de la frecuencia.

Al descomponer las señales en componentes singulares de frecuencia estamos realizando un análisis. Y por otro lado el gráfico que representa estos niveles de vibración en función de la frecuencia se denomina espectro de frecuencia.

Con éste tipo de análisis se pueden identificar fuentes de vibraciones no deseadas, como pueden ser; desalineamiento y desequilibrio de ejes, holguras mecánicas, defectos en engranajes y cojinetes, etc.

Como se ha comentado al principio la existencia de vibraciones en las máquinas es inevitable ya que en toda máquina real se disipa energía a causa de la transmisión de esfuerzos en forma de calor y vibraciones.

El peor efecto que pueden producir estas vibraciones en una máquina es la aparición de fallos, estos fallos se deben a varios motivos principalmente.

Por un lado se puede producir debido a la fatiga del elemento mecánico, tras fallar después de haber realizado un determinado número de ciclos. También podemos encontrar un fallo en un elemento tras haber transcurrido un tiempo en el cual la amplitud de la vibración sobrepasa un cierto valor de pico mínimo, o de pico máximo.

Por último podemos decir que existen algunos casos en los que la aparición de vibraciones se puede aprovechar para el funcionamiento del sistema. Un ejemplo de esto sería las tolvas para máquinas agrícolas, los baños de limpieza por ultrasonido, las taladradoras, vibradores de hormigón, etc.

Actualmente se han desarrollado técnicas con el fin de minimizar los tiempos no productivos de las máquinas, que se pueden producir por avería o reparación de la máquina. Se estudiarán más detenidamente en el presente proyecto, pero a modo de resumen las técnicas más utilizadas que podemos encontrar son:

- Medidas de temperatura.
- Medidas de ruido.
- Análisis de la composición de los aceites de lubricación.
- Medida de la señal vibratoria.

4.2 VIBRACIONES.

Se puede considerar una vibración como la oscilación o movimiento repetitivo de un cuerpo alrededor de una posición de equilibrio determinada. Cuando la fuerza que actúa sobre dicho cuerpo es cero, se dice que está en posición de equilibrio.

Cuando se dan estas condiciones podemos decir que todas las partes del cuerpo se moverán juntas y en la misma dirección, por lo tanto tenemos un tipo de vibración de cuerpo entero.

También podemos relacionar otro término con la vibración, que es el choque. El choque se puede definir como el cambio brusco y repentino en una energía aplicada. A veces lo podemos considerar como una función transitoria de la vibración.

Como se ha dicho anteriormente un cuerpo vibra cuando dicho cuerpo se mueve de manera oscilante respecto de una determinada posición de referencia. A partir de aquí podemos definir parámetros como la amplitud, el periodo, o la frecuencia.

- La amplitud de una vibración se define como la distancia desde el punto correspondiente a la posición de equilibrio, al punto en que se tiene el máximo desplazamiento.
- El periodo es el tiempo que se tarda en realizar un ciclo completo, y se mide en segundos(s).
- La frecuencia es el número de veces que se realiza el ciclo en un segundo, y se mide en hercios (hz).

La vibración libre se produce cuando el movimiento periódico que se produce en un sistema elástico se desplaza de su posición de equilibrio y se abandona a sus fuerzas internas. Por otro lado se define la vibración forzada cuando la vibración del cuerpo es consecuencia de la aplicación de una fuerza periódica externa. Si se produce el hecho de que la frecuencia de la fuerza periódica externa es la misma que la frecuencia natural del sistema, la amplitud de vibración se amplifica y se dice que el sistema ha entrado en resonancia.

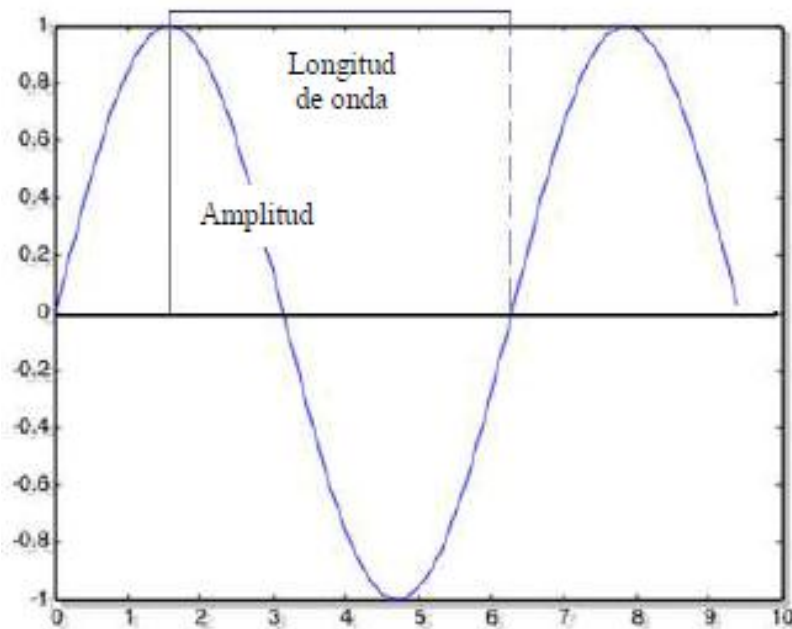


Figura 35. Características de una onda periódica.

4.3 CLASIFICACION DE LAS SEÑALES DE VIBRACIÓN.

Desde el punto de vista de la cinemática, las señales de vibración en general se dividen en dos grandes grupos:

- Determinísticas: Son aquellas señales que representan fenómenos que pueden ser descritos analíticamente de manera exacta mediante una expresión matemática relativamente sencilla. Se dividen en otros dos grupos:
 - a) Periódicas: Son aquellas señales que repiten su comportamiento cada cierto intervalo de tiempo fijo.
 - b) No periódicas: Se trata de señales que no repiten su comportamiento.
- Aleatorias o estocásticas: Son señales que no es posible describir analíticamente con una expresión explícita simple como en el caso anterior.

Sin embargo, cuando una señal estocástica se observa durante un largo periodo de tiempo puede verse cierta regularidad y puede ser descrita en términos de probabilidades y promedios estadísticos. Se subdividen en dos grupos:

- a) Estacionarias: Las señales estacionarias son constantes en sus parámetros estadísticos a lo largo del tiempo. Si se observa una señal estacionaria en un momento dado y se repite la observación transcurrido un determinado periodo de tiempo aleatorio, esencialmente se observaría lo mismo, es decir, su nivel general, su distribución de amplitud y su desviación típica tomarían los mismos valores en ambos casos. La maquinaria rotativa generalmente produce señales de vibración estacionarias.
- b) No estacionarias: Son aquellas que no mantienen su valor a lo largo del tiempo, ya que van variando y por ello, cada vez que se las observe se percibirá un valor de la señal diferente.

Podríamos resumir lo anterior con un esquema de la siguiente manera:



Figura 36. Clasificación de las señales vibratorias.

4.4 CONTROL DE LAS VIBRACIONES.

Como se ha comentado anteriormente en toda máquina con componentes giratorios se producen vibraciones, por lo tanto su estado de funcionamiento será el más adecuado cuanto menor sea la magnitud de la vibración. En el nivel de vibración de una máquina influyen todos los elementos mecánicos que la componen, es decir, cada uno de ellos por separado presenta algún tipo de anomalía y todas estas en conjunto producen la vibración total de la máquina.

Una persona experta en la materia podría identificar el mal funcionamiento de una máquina sencilla escuchando su ruido e incluso identificar el elemento que genera ese mal funcionamiento. El problema de esto es que generalmente cuando los sentidos de los humanos detectan estas anomalías, el elemento perturbador se encuentra en un estado avanzado de deterioro. Por esta razón es de gran interés detectar el problema lo antes posible.

Las máquinas normalmente antes de averiarse avisan, es decir, antes de producirse el colapso producen señales de diferente nivel y frecuencia. El deterioro

se caracteriza en la mayor parte de los casos por un aumento de las señales de vibración. Estas vibraciones pueden ser medidas en algún punto del exterior de la máquina, y tomarse como indicador del estado de la máquina.

A continuación se muestra una curva típica de las vibraciones en el tiempo, que explica gráficamente esta explicación.

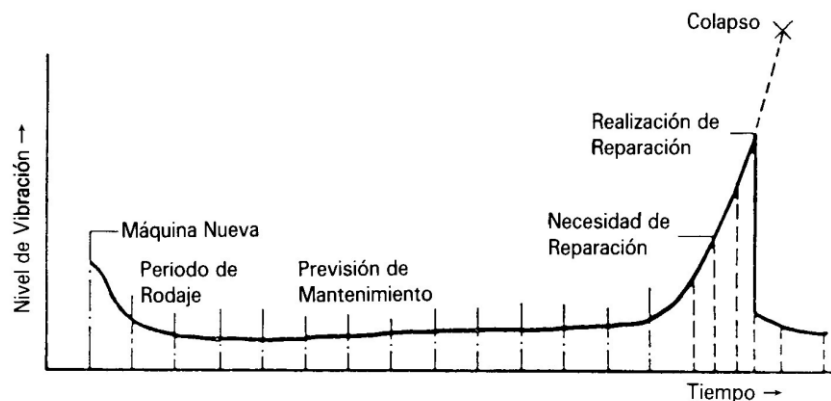


Figura 37. Evolución de la señal de vibración emitida por una máquina en funcionamiento.

4.5 MANTENIMIENTO DE MAQUINAS BASADO EN LAS VIBRACIONES.

Las vibraciones son consecuencia de la transmisión de fuerzas por la máquina, las cuales generan su deterioro y a la vez la prematura rotura de sus piezas. Generalmente los cojinetes son los elementos de las máquinas que más sufren frente a las vibraciones ya que son los encargados de soportar los esfuerzos.

Siempre que las fuerzas de excitación se mantengan constantes o varíen poco dentro de un rango determinado, el nivel de vibración también se mantendrá constante o no variará prácticamente.

Cuando una máquina está en buen estado su espectro tiene una forma característica. Un espectro consiste en un gráfico de la amplitud de las vibraciones frente a la frecuencia, además es el patrón de vibración de la máquina y se obtiene analizando en frecuencia la señal vibratoria. Por lo tanto las vibraciones se pueden

utilizar como elemento de control del estado de las máquinas. Para ello se sigue un determinado proceso:

Se establece un nivel base de vibración para el cual se dice que el funcionamiento de la máquina es correcto.

A partir de aquí se compara con estados posteriores, y al alcanzar un nivel de umbral establecido se procede a sustituir el elemento defectuoso antes de que se alcance la rotura.

Una vez realizado este proceso se llega a la parte más compleja que es saber que elemento es el defectuoso, ya que la vibración medida en cualquier parte de la máquina es el resultado de la suma de todas las vibraciones de los elementos de la máquina. Por lo tanto el siguiente objetivo que se plantea es el procesamiento e interpretación de la gran cantidad de información que proporciona la señal de vibración.

4.5.1 Mantenimiento predictivo (“el mantenimiento adecuado en el momento adecuado”)

La misión del departamento de mantenimiento en el ámbito de la industria se encarga de reparar las piezas de las máquinas o directamente máquinas enteras. También debe asegurar la capacidad de producción asegurándose de que el funcionamiento de la maquinaria sea el correcto.

En resumen podríamos decir que el mantenimiento genera capacidad de producción. A lo largo de la historia se han utilizado diferentes estrategias de mantenimiento dependiendo de las necesidades del momento:

En primer lugar aparece el mantenimiento correctivo, éste tipo de mantenimiento era utilizado cuando la competitividad en los mercados no era una cuestión principal y consiste en reemplazar o reparar las piezas defectuosas. Actualmente este tipo de mantenimiento de las máquinas está prácticamente en desuso.

El siguiente tipo de mantenimiento que surge es el mantenimiento preventivo, el cual se caracteriza por adelantarse a la avería de manera que se sustituyen los elementos de las máquinas de forma programada al cumplir la vida útil estimada para cada uno de ellos. Aquí aparece una ventaja frente al mantenimiento correctivo, ésta es que este tipo de mantenimiento se puede elegir

el momento de realizar la intervención, gracias a este motivo se pueden evitar paradas no programadas. También encontramos una desventaja importante, ya que utilizando este método de mantenimiento se sustituyen piezas con una vida útil remanente considerable y que no sería necesario cambiar en ese momento, incurriendo en gastos innecesarios.

Actualmente el método más utilizado es el mantenimiento predictivo, el cual evalúa el estado mecánico y la evolución de la máquina mientras está en funcionamiento, esto se hace mediante el control de varios parámetros mecánicos.

El mantenimiento predictivo permite detectar los fallos antes de que sucedan, con esto se consigue corregir dichos fallos sin perjudicar a la producción. Además, al ser llevada a cabo durante el funcionamiento normal del equipo o máquina permite planificar de forma óptima las acciones de mantenimiento.

Por otro lado este tipo de mantenimiento se basa en varias disciplinas, pero sin lugar a dudas la más importante es el análisis periódico de vibraciones, que es el que nos ocupa en el presente proyecto. Con el análisis de vibraciones se puede detectar el 80% de los problemas presentados por la maquinaria industrial, y los datos de vibración son presentados en forma de gráficas que serán estudiadas para identificar posibles anomalías en los patrones que siguen las gráficas, así como valores anormales.

Por lo tanto podemos decir que el mantenimiento predictivo consta de dos partes, que son la adquisición e interpretación de los datos de vibración.

Para realizar un análisis predictivo de vibraciones adecuado nos debemos apoyar en varios criterios de referencia. Un esquema aproximado de dichos criterios podría ser el que se muestra a continuación:



Figura 38. Esquema de criterios para análisis predictivo.

4.5.1.1 Ventajas del mantenimiento predictivo.

A partir de lo comentado anteriormente podemos enumerar las ventajas principales del mantenimiento predictivo:

- Incremento en la seguridad, debido al monitoreo permanente y preciso por medio de instrumentos avanzados que permiten detectar fallas prematuras en el nivel de aislamiento de conductores y equipos, altas temperaturas (puntos calientes, sobrecarga de transformadores, etc.)
- Reducción de costos de mantenimiento, ya que el mantenimiento predictivo garantiza una disminución del costo en equipos de monitoreo como una función real de la condición del equipo, maquina o elemento en el tiempo. El inventario de repuestos puede ser reducido si los equipos, máquinas o elementos son monitoreados apropiadamente.
- Aumento de la vida útil de los equipos, maquinas o elementos presentes en la empresa, debido al monitoreo permanente de sus partes esenciales por lo cual podrán operar continuamente hasta que la condición real de funcionamiento óptimo indique el fin de la vida útil de los mismos.

- Mayor disponibilidad operativa de los equipos, máquinas o elementos presentes en la empresa; por lo tanto, las paradas serán programadas solo cuando sea estrictamente necesario, sin interrupciones sorpresivas de la producción y sin problemas de un mantenimiento imprevisto.
- Bajos costos del seguro ya que el sistema de monitoreo programado garantiza la protección de los equipos, máquinas o elementos presentes en la empresa; por lo tanto, los riesgos asumidos son menores, esta característica implica una disminución en los costos de las pólizas del seguro.
- Se obliga al personal de mantenimiento de la empresa a dominar las diferentes fases del proceso realizado y obtener datos técnicos que permiten aplicar un método científico de trabajo riguroso y objetivo.
- Incremento de la utilidad de la empresa, ya que todas las ventajas anteriores enmarcan una disminución real de los costos por mantenimiento.

4.5.1.2 Desventajas del mantenimiento predictivo.

- La principal desventaja del mantenimiento predictivo es la alta inversión inicial en instrumentos y equipos avanzados de medición portátil.
- Para realizar este tipo de mantenimiento se requiere disponer en la empresa del personal técnico calificado y con experiencia, que sea capaz de interpretar los datos que generan los equipos de monitoreo y emitir conclusiones en base a ellos, este trabajo requiere un conocimiento técnico elevado de la aplicación.
- La implantación de este tipo de mantenimiento se justifica en máquinas, equipos o instalaciones, donde los paros repentinos del proceso o servicio prestado ocasionan grandes pérdidas, o donde las paradas innecesarias tienen un alto costo para la empresa.

4.5.2 Metodología aplicable al mantenimiento predictivo.

Para la explicación de este apartado se considera el ejemplo de una planta industrial, que es aplicable al ejemplo del presente proyecto.

En la implantación de un mantenimiento predictivo es imprescindible realizar un programa y una organización que aseguren el seguimiento constante y riguroso de los elementos que componen los sistemas mecánicos a mantener.

Para una mejor comprensión se dividirá el proceso en nueve pasos debidamente explicados:

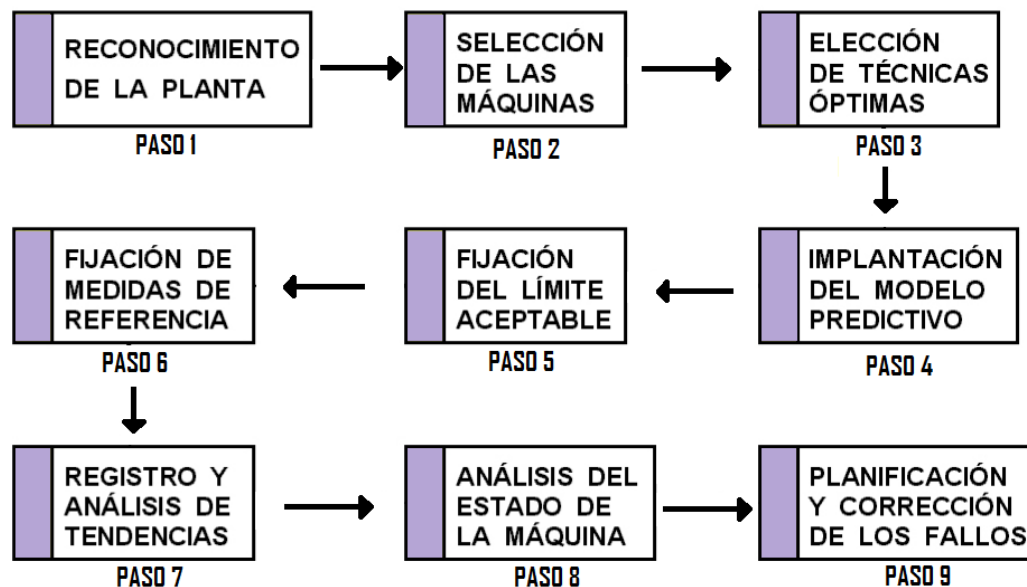


Figura 39. Esquema de criterios para análisis predictivo.

PASO 1. Reconocimiento en planta:

En primer lugar antes de la implantación del mantenimiento predictivo es preciso decidir la necesidad y eficacia en la planta.

Esta decisión dependerá del tipo de máquinas, de la cantidad y de su importancia en el proceso.

PASO 2. Selección de las máquinas:

Dentro de la planta se hará un estudio de vibraciones de acuerdo a un calendario establecido de aquellos equipos que forman parte esencial del proceso de producción, es decir, de aquellos cuyo fallo provocaría pérdidas importantes: económicas, dificultad y cantidad de tiempo en inicializar el proceso productivo, etc.

PASO 3. Elección de técnicas óptimas:

Algunas de estas técnicas son; la forma de efectuar la verificación, decidiendo qué, cómo, cuándo y dónde se han de realizar las mediciones.

PASO 4. Implantación del modelo predictivo:

Para poder implantar el modelo predictivo correctamente, el programa debe contener:

Máquinas a estudiar.

Sistema de medición, toma de datos y análisis de los mismos.

Datos para comparar.

Conocimiento del tipo de mantenimiento y de los medios para tomar datos.

PASO 5. Fijación y revisión de datos y límites de condición aceptable:

Para fijar un límite, según valores que pueden llamarse normales, es esencial contar con un histórico de datos, obtenido por repetidas mediciones. Un valor medio de los datos obtenidos dará el nivel de vibración aceptable de cada uno de los puntos obtenidos. Los límites que marcan su normalidad, la aceptación de un valor se hará mediante las instrucciones del fabricante y con las gráficas de severidad de vibración.

PASO 6. Mediciones de referencia:

Siempre se tendrá una medida de referencia con la que se compararán todas las tomadas posteriormente para ver si está entre límites de aceptación.

PASO 7. Recopilación, registro y análisis de las tendencias:

En este paso se tratará de detectar un posible defecto en la máquina.

PASO 8. Análisis de la condición de la máquina:

Aquí se confirmará si existe realmente un fallo y se determinarán sus causas y la evolución que pueden sufrir.

PASO 9. Corrección de fallos:

Se trata de estudiar las acciones a realizar para solucionar el fallo. Se debe buscar el momento adecuado para su reparación, intentando que ésta sea lo más eficiente posible y que afecte de forma mínima el proceso de producción.

Para ello hay que aprovechar una parada o una situación en la que la carga de trabajo de la máquina sea menor a la normal.

El programa de mantenimiento predictivo sigue una secuencia lógica desde que se detecta un problema, se estudia, se encuentra su causa y, finalmente, se decide la posibilidad de corregirlo en el momento oportuno con la máxima eficacia. En la aplicación del mantenimiento predictivo se distinguen tres etapas:

ETAPA 1. Monitorización o detección de fallos:

La adquisición de datos es el primer y principal paso que se realiza al efectuar el análisis de las vibraciones. En los ensayos de medida se toman datos de desplazamiento, velocidad o aceleración, que dependerán de la velocidad de la máquina. Durante esta etapa, se realiza un seguimiento periódico de la máquina, registrando las medidas de vibraciones realizadas.

En este proceso deben seguirse los siguientes pasos:

- Especificación de las características de diseño y funcionamiento de la máquina, como son; velocidad de rotación de la máquina, tipos de rodamientos, engranajes y condiciones del entorno en que esté situada como es el tipo de apoyo, acoplamientos, ruido, etc. También habrá que tener en cuenta las condiciones de funcionamiento como velocidad y cargas, entre otras, que normalmente afectarán a las mediciones de vibración.
- Determinación de la finalidad de la vibración, que puede incluir:
- Medidas de rutina para detectar posibles fallos y determinar las causas que lo originan. El intervalo entre medidas depende de la importancia de la máquina. Se debe elegir entre medidas periódicas, más o menos separadas en el tiempo, o monitorización permanente, si la máquina se considera clave para el funcionamiento de la planta.
- Medidas para crear un histórico de datos, y con él obtener un valor de base, que será el valor de referencia de las vibraciones generadas por la máquina cuando sus condiciones de trabajo sean normales.
- Registro de datos antes y después de una reparación. La medida de antes pondrá de manifiesto el problema, es decir, el elemento defectuoso y así será más eficaz su reparación. Después de la reparación se tomarán medidas que indiquen la evolución del elemento sustituido o la correlación del defecto existente.
- Selección de los parámetros de medición, como el desplazamiento, la velocidad, o la aceleración. Estos parámetros son los que determinarán el transductor a utilizar.

- Determinación de la posición y la dirección de las medidas para la situación de los transductores. Seleccionar la ubicación adecuada del sensor para captar, de la forma más nítida posible la vibración de los elementos mecánicos más susceptibles de sufrir defectos, como por ejemplo ejes, rodamientos, engranajes, etc. Normalmente en las máquinas rotativas, suelen colocarse sobre los soportes de los rodamientos, ya que éstos son los encargados de canalizar los esfuerzos dinámicos. Los tres sentidos principales en una medición son el horizontal, el vertical, y el axial.
- Selección de los instrumentos de medida y los transductores.
- Determinación del tipo específico de datos requeridos para la interpretación de las medidas realizadas. Así, se ahorrará tiempo al realizar las medidas y se obtendrá información más útil para el análisis.
- Toma de datos. Este paso es esencial en el análisis que precisa de la atención y la fiabilidad de las medias tomadas. Para una buena interpretación de los datos es necesario tener unos datos fiables que hayan sido tomados de una forma metódica y precisa. Así, podrá hacerse el diagnóstico de los problemas de la forma más exacta posible. Por este motivo es importante considerar los siguientes aspectos:
 - a) Secuencias de medición regulares. Tomar datos correctos y lo más rápido posible, evitando tiempos perdidos.
 - b) El lugar de la toma de datos siempre será el mismo, con el transductor unido de una forma firme.
 - c) Seguimiento de la máquina, es decir, mantener un contacto con los operarios que trabajan con ella y los de mantenimiento, ya que son las personas que conocen de cerca la máquina.
 - d) Controlar el entorno exterior de la máquina, aspecto, ruido, etc.
 - e) Atender tendencias inesperadas. Estar preparado para realizar más medidas cuando pueda haber signos de algún problema.
 - f) Mantener sólo datos coherentes, tomados con precisión.

g) Comparar con máquinas similares y en igual forma de trabajo.

En resumen la finalidad de esta etapa es efectuar un seguimiento limitado de la máquina, que solamente permite la detección de fallos en la máquina, con tal grado de deterioro que es aconsejable profundizar en el análisis de los mismos.

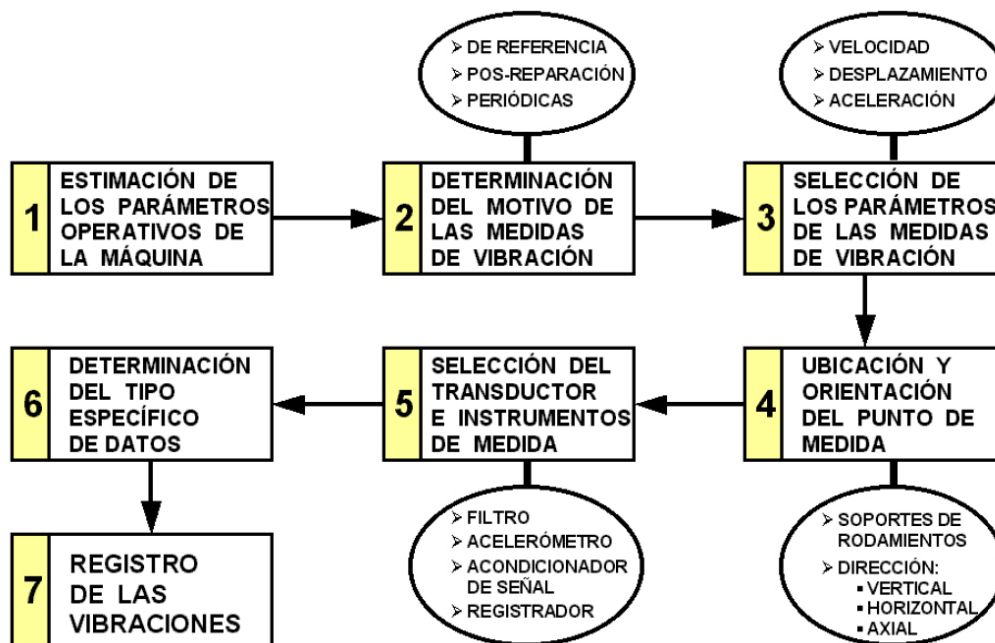


Figura 40. Proceso para la adquisición de la señal de vibración.

ETAPA 2. Diagnóstico del defecto:

Cuando el aumento de las vibraciones supera el nivel de alerta o alarma se profundiza en las mismas, con el fin de identificar su origen, asociado a un defecto.

En esta fase son necesarias unas medidas mucho más precisas que en la etapa anterior y por lo tanto, equipos más sofisticados. Aparte es necesaria la participación de expertos en mantenimiento predictivo y un determinado tiempo para efectuar un detallado análisis con técnicas matemáticas avanzadas.

Una vez obtenidos, de una forma metódica y precisa, los datos de las vibraciones de una máquina donde se ha detectado un problema, es necesario identificar cuál es su causa y buscar la forma y el momento de reparación, es decir, que se corrija el fallo de la manera más económica posible.

Un defecto se puede identificar al comparar las amplitudes de las vibraciones tomadas. Normalmente, una máquina que funciona correctamente tiene valores que suelen seguir una línea con tendencia ligeramente ascendente o constante. Cuando en algún momento los valores aumentan o la tendencia asciende de una forma inesperada, se puede pensar en la presencia de algún defecto.

Generalmente los valores de amplitud que se comparan son los de velocidad o aceleración. Una vez se ha observado que la amplitud de la vibración ha aumentado de una forma inesperada, es importante comparar los valores de la energía de impulsos. El conjunto de estos valores indicará la gravedad del problema. Así un fallo puede detectarse al encontrar una tendencia de la amplitud de velocidad ascendente, de forma imprevista.

La máxima amplitud de vibración se da en los puntos donde se localiza el defecto, pero muchas veces la vibración es transmitida a otros puntos de la máquina aunque en ellos no se encuentre el problema.

El análisis de las gráficas puede indicar el tipo de defecto existente, pero normalmente aparecen varios problemas, y por lo tanto es difícil encontrar espectros donde se refleje un defecto claramente.

A continuación se muestra un ejemplo de un espectro de potencia de una máquina con varios defectos

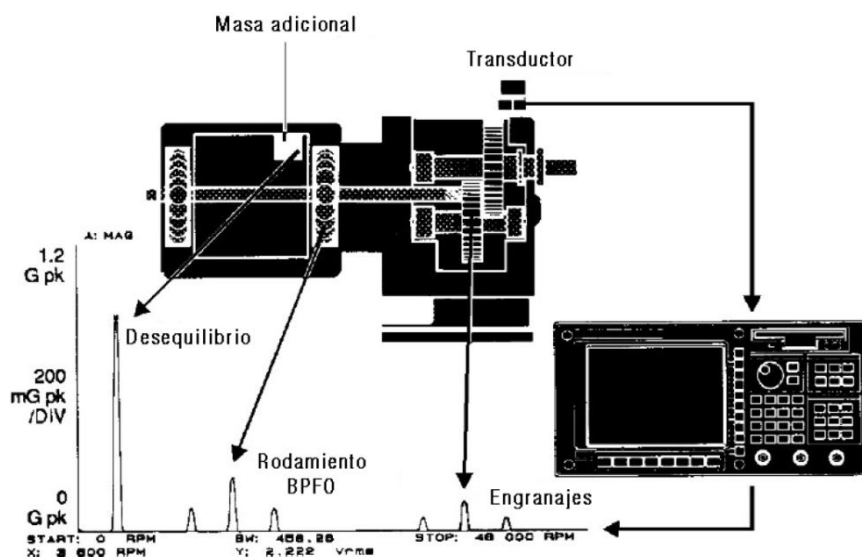


Figura 41. Ejemplo de espectro de potencia de una máquina con varios defectos.

ETAPA 3. Planificación para la reparación:

Una vez corregido el problema es esencial seguir la evolución de la reparación. De esta manera se conocerá si realmente existía el defecto, si éste producía la máxima vibración y lo que es más importante, seguir la evolución tras la reparación y asegurarse que el problema ha desaparecido.

A partir de los resultados del análisis que se realiza en el apartado anterior se debe estimar la gravedad de los fallos, así como la vida útil aproximada que le resta el elemento mecánico dañado. Por lo tanto a partir de esta valoración, junto con las características productivas de la máquina defectuosa y la disponibilidad de repuestos y mano de obra de mantenimiento, determinan la planificación y reparación del fallo diagnosticado.

Una vez efectuada la reparación del elemento dañado, se debe comprobar que los parámetros vibratorios de la máquina reparada son semejantes a los que presentaba en su estado óptimo de funcionamiento, antes de detectarse la presencia del fallo.

4.5.3 Técnicas aplicables al mantenimiento predictivo.

Podemos encontrar diversas técnicas de análisis aplicadas al campo del mantenimiento, a continuación se detallan algunas de ellas.

a) Análisis de vibraciones

De las distintas tecnologías aplicables al mantenimiento predictivo, el análisis de vibraciones es la más popular. La razón la encontramos en la posibilidad de determinar una gran cantidad de defectos, en una amplia gama de máquinas con una inversión económica inicial razonable. La vibración es uno de los indicativos más claros del estado de una máquina. Bajos niveles de vibración indican equipo en buen estado, cuando estos niveles se elevan está claro que algo comienza a ir mal.

La base en la que se fundamenta la técnica de diagnosis de fallos a través de las vibraciones en las máquinas puede parecer sencilla, en realidad presenta muchas complicaciones y limitaciones.

Uno de los motivos para justificar esto es que para poder captar la señal de vibración es necesario un equipo de medida costoso, y un personal cualificado para poder manejarlo correctamente, aparte de esto hay que conocer el funcionamiento de la máquina en cuestión ya que el procedimiento para captar la señal vibratoria es diferente según el tipo de máquina.

Por otro lado para poder realizar el análisis de las vibraciones se deben conocer los síntomas genéricos de fallos en máquinas similares, así como el uso de herramientas matemáticas avanzadas.

Los equipos utilizados para la adquisición de datos de vibraciones en las máquinas van desde los portátiles, o equipos de campo, hasta la monitorización en continuo, o dicho de otra manera "on line". Proceso y mantenimiento son las dos áreas de actividad más vinculadas a la productividad en la explotación.

El control de los parámetros de proceso (presión, temperatura, caudal, etc.) de los equipos ha sido objeto de automatización desde hace mucho tiempo, por otro lado el control de los parámetros de mantenimiento (vibración, temperatura, etc.) de los mismos equipos tiene todavía está pendiente de lograr una implantación más general y una integración dentro del proceso de planta.

El análisis espectral de vibraciones consiste simplemente en realizar una transformación de una señal en el tiempo al dominio de la frecuencia, donde podemos identificar la vibración característica de cada uno de los componentes o defectos que puede presentar nuestro equipo.

El mantenimiento predictivo por análisis de vibraciones se basa en tres principios:

1. En toda máquina, el correcto estado de operación conlleva un cierto nivel de vibración o ruido, debido a pequeños defectos de fabricación o montaje. Esto podría considerarse como el estado "básico" o nivel "base", característico de cada máquina y de su funcionamiento satisfactorio.

2. Cualquier defecto producido en una máquina incluso en fase incipiente, lleva asociado un incremento del nivel de vibración, perfectamente detectable mediante un análisis de vibraciones.
3. Cada defecto lleva asociados cambios específicos en las vibraciones que producen cambios en su firma característica o espectro, que permite su identificación.



Figura 42. Análisis de vibraciones.

b) Análisis de aceites.

El análisis de aceites consiste en la realización de tests fisico-químicos en el aceite con el fin de determinar si el lubricante se encuentra en condiciones de ser empleado, o si debe ser cambiado. La Ferrografía, o Análisis de partículas de desgaste, sin embargo, utilizan el lubricante como un medio para determinar el estado de la máquina lubricada.

El análisis de aceites tiene dos objetivos principales: Conocer el estado del aceite y conocer el estado de la máquina. Se podrían detectar defectos con una antelación mucho mayor que con otras técnicas como podría ser el análisis de vibraciones, la dificultad está en el alto costo de la tecnología implicada en ello.



Figura 43. Análisis de aceites.

c) Termografía infrarroja.

La termografía infrarroja se podría definir brevemente como una técnica que permite, a través de la radiación infrarroja que emiten los cuerpos, la medida superficial de temperatura. El instrumento que se usa en termografía para medir, es la cámara de infrarrojos. La principal ventaja de la medida de temperatura mediante termografía, es que es una técnica de medida sin contacto, por lo que no afectará a las condiciones de los objetos observados. Esta cualidad la hace especialmente interesante en el control y mantenimiento de elementos en tensión. De todas las aplicaciones, las instalaciones eléctricas son candidatas naturales a la aplicación de la termografía infrarroja.

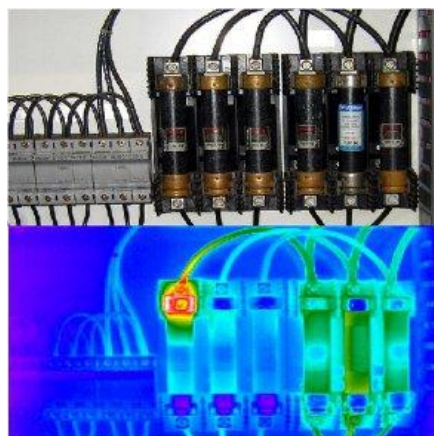


Figura 44. Termografía infrarroja

d) Análisis espectral de intensidades de corrientes.

El análisis de motores eléctricos puede realizarse mediante termografías o mediante análisis de vibraciones, pero otra de las técnicas que podemos emplear para detectar problemas en barras es el análisis espectral de corriente, consistente en tomar el espectro de intensidades en las fases de alimentación del motor. Esta tecnología puede realizarse en paralelo con el análisis de vibraciones, usando los mismos colectores de datos, cambiando los sensores de vibración por una pinza amperimétrica.

e) Detección ultrasónica.

Existen numerosos fenómenos que van acompañados de emisión acústica por encima de las frecuencias del rango audible. Las características de estos fenómenos ultrasónicos hacen posible la utilización de detectores de ultrasonidos en infinidad de aplicaciones industriales dentro del mantenimiento. Algunas de ellas son; detección de grietas y medición de espesores (por impulso eco), detección de fugas en conducciones, válvulas, etc..., verificación de purgadores de vapor, inspección de rodamientos, control de descargas eléctricas,....



Figura 45. Análisis por ultrasonidos

Capítulo 5

TRATAMIENTO DE LA SEÑAL VIBRATORIA

5.1 INTRODUCCION.

El análisis de vibraciones es una de las prácticas más usadas dentro del conjunto del mantenimiento predictivo. Este tipo de análisis requiere un conocimiento de las señales y su análisis es uno de los más importantes realizados en ingeniería. La información que contienen las señales debe transformarse dependiendo de la finalidad que va a tener el estudio de estas señales, para poder obtenerse lo que se busca.

En estos últimos años, se ha realizado un esfuerzo investigador muy grande para desarrollar técnicas de detección y diagnosis basadas en medidas vibratorias. Estas técnicas se pueden aplicar en el dominio temporal, en el dominio de la frecuencia o en el dominio tiempo-frecuencia.

En general los análisis más sencillos son aquellos basados en medidas temporales. Estos sistemas emplean habitualmente medidas estadísticas efectuadas sobre las historias temporales, con el fin de establecer parámetros de tendencia que se repitan de forma significativa para poder detectar los fallos en las máquinas. El uso del dominio de la frecuencia se impone frente al dominio del tiempo, a pesar de que es algo más complejo. Esto se debe a varias razones, las cuales vamos a destacar las más significativas:

- El significado físico es a menudo más fácil de obtener en el dominio de la frecuencia que en el del tiempo en la descripción de señales y sistemas.
- Los patrones significativos de la señal son, a menudo, más fáciles de reconocer. Pequeños cambios en la señal son reconocidos inmediatamente en la representación del dominio de la frecuencia.
- Los sistemas mecánicos se modelan frecuentemente mediante un sistema lineal, descrito por ecuaciones diferenciales lineales. Mediante el uso de la transformada de Fourier se pueden convertir dichas ecuaciones diferenciales en algebraicas, con la consiguiente mejora a la hora de trabajar con ellas.

5.2 ANÁLISIS DE LA SEÑAL APLICANDO LA TRANSFORMADA DE FOURIER.

5.2.1 Introducción.

Podemos encontrar dos perspectivas de análisis, que son válidas para determinar los componentes de la vibración: el dominio temporal, en el cual se muestra la amplitud de la vibración respecto del tiempo, y el dominio frecuencial que representa la amplitud de la vibración respecto la frecuencia.

Los datos recogidos mediante acelerómetros u otro tipo de transductores, suelen estar registrados en el dominio temporal, que es el modo tradicional de representación y análisis de los datos. En el caso de señales sencillas, se podría abordar su análisis en el citado marco temporal, pero ante señales obtenidas de un sistema real con multitud de elementos actuando simultáneamente, la complejidad es tal que se debe de abordar el problema desde otra perspectiva, es decir, cambiando el dominio de representación, del temporal al frecuencial.

El dominio temporal nos da una idea física de la naturaleza de la vibración, pero por el contrario el dominio frecuencial es ideal para identificar las componentes frecuenciales características de la vibración.

Si se observa el gráfico de la Figura 46, la amplitud respecto a la frecuencia, se aprecia como las dos componentes se diferencian claramente apareciendo como dos picos verticales. Su altura representa la amplitud y su posición representa la frecuencia. La representación de una señal vibratoria en el dominio de la frecuencia es conocida como el espectro de frecuencia. El espectro de frecuencia de una señal vibratoria define completamente la vibración y no se pierde información. El análisis de las vibraciones en el dominio de la frecuencia agrupa las técnicas más potentes y por tanto las más utilizadas para la detección y el diagnóstico de fallos en máquinas.

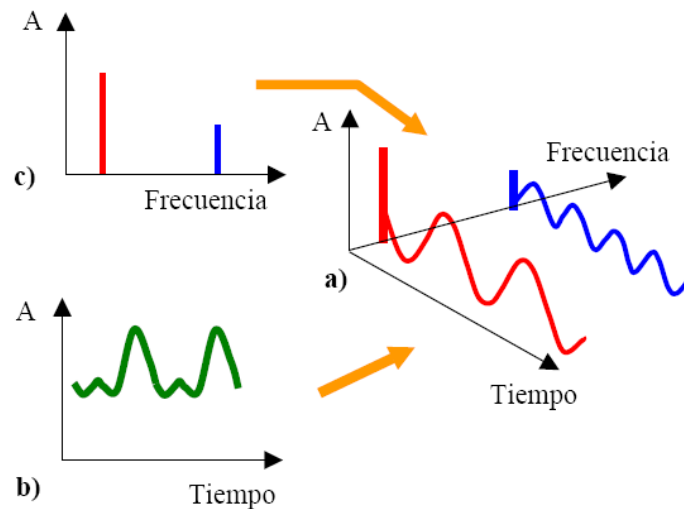


Figura 46. Relación entre dominios temporales y frecuenciales

El objeto del análisis en frecuencia es descomponer una señal compleja (como las vibraciones mecánicas) en componentes más elementales que permitan un estudio más sencillo. Para descomponer una función periódica de una variable es posible escoger diferentes grupos de funciones ortonormales, es decir, diferentes bases del espacio vectorial de dimensión infinita, en el cual se define un producto de escalas de las funciones periódicas. La elección viene influida por el tipo de señales que se manejen; en el caso particular de sistemas mecánicos rotativos, las señales senoidales están asociadas a la naturaleza de los procesos mecánicos cíclicos. Por esto, se utiliza como herramienta la descomposición por series trigonométricas de Fourier.

El estudio de las vibraciones en el dominio de la frecuencia es equivalente al estudio en el dominio temporal pero para señales muy complejas. El dominio temporal es incapaz de dar una información rápidamente analizable, mientras que el análisis en el dominio de la frecuencia indica su composición espectral tanto en amplitudes como en fases, aunque ambos tienen sus limitaciones.

Las primeras aplicaciones industriales del análisis en el dominio de la frecuencia fueron los analizadores de espectros analógicos (sintonización de frecuencias mediante filtros pasabanda), pero la utilización del algoritmo de la FFT (transformada rápida de Fourier) en el análisis de la señal de vibración por computador ha hecho que se impongan los analizadores digitales que usan el algoritmo de la FFT.

La importancia de estas técnicas dio pie a numerosos estudios, tanto sobre la forma de realizar dicha transformación como sobre los diferentes métodos de análisis y las relaciones entre los resultados del citado estudio y los fallos característicos de las máquinas.

Para realizar el procesamiento de datos en el presente proyecto se ha optado por el uso de las series de Fourier, más concretamente la transformada de Fourier. A partir de ella se construyen las herramientas matemáticas que se emplean para realizar el análisis de los datos en el dominio de la frecuencia. Dichas herramientas matemáticas empleadas en el análisis frecuencial son la densidad de potencia espectral y potencia espectral a partir de la transformada de Fourier.

5.2.2 Desarrollo transformada de Fourier.

La señal vibratoria obtenida o las series de datos que se registran, suelen estar en el dominio del tiempo, pero para analizarlas es mucho más rápido y significativo un análisis en el dominio de la frecuencia, pues este análisis ofrece los picos correspondientes a las frecuencias características de la vibración donde, como ya se ha visto, cada tipo de defectos proporcionará una señal diferente. Debido a esto, generalmente, la señal original se transforma para una mejor interpretación de la misma.

Lo más conveniente, para esta transformación de la señal, es usar series de Fourier, ya que la señal será periódica.

Otra posible alternativa, para señales casi periódicas, (y también para señales amortiguadas) son las series de Prony, pero estas son computacionalmente más costosas.

Como es bien sabido, mediante el análisis en el dominio de la frecuencia, se puede descomponer una función periódica en sus correspondientes componentes armónicas.

Por esto, una señal temporal $x(t)$ de período T puede expresarse como:

$$x(t) = a_0 + \sum_{k=1}^{\infty} \left(a_k \cos \frac{2\pi kt}{T} + b_k \sin \frac{2\pi kt}{T} \right) \quad (5.1)$$

Dónde:

$$a_0 = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) dt \quad (5.2)$$

$$a_k = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) \cos \frac{2\pi kt}{T} dt \quad (5.3)$$

$$b_k = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) \sin \frac{2\pi kt}{T} dt \quad (5.4)$$

Además, teniendo en cuenta el hecho de que:

$$e^{i\theta} = \cos \theta + i \sin \theta \quad (5.5)$$

Es posible escribir la transformada de Fourier de forma compleja. Lo que conlleva el poder expresarla de forma más compacta, obteniendo el par transformado de Fourier. Resultando la Transformada de Fourier $X(\omega)$ de una función $x(t)$:

$$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-i2\pi ft} dt \quad (5.6)$$

O su equivalente en ω , teniendo en cuenta que $\omega = 2\pi \cdot f$. Además también es posible obtener la Transformada Inversa de Fourier:

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} X(f) e^{i2\pi ft} df \quad (5.7)$$

Hay que considerar que tiene la limitación de que la función debe cumplir que:

$$\int_{-\infty}^{\infty} |x(t)| dt < \infty \quad (5.8)$$

En el caso de que la señal no cumpliera esta condición se podría solventar este problema analizando, no las propias funciones, sino su función de correlación $R_x(\tau)$.

Sin embargo, hay que destacar que normalmente no se tiene una señal continua para analizar, sino que las medidas experimentales se llevan a cabo mediante técnicas digitales, por lo que se muestrea la señal $x(t)$ en una serie de instantes regularmente espaciados, con un intervalo de muestreo Δ , a lo largo de un período de tiempo T , siendo N el número de muestras, obteniendo que $T = N \Delta$.

En este caso, en vez de una función continua $x(t)$ lo que se obtiene es una serie x_r , la cual tendrá N elementos, es decir, no se prolongará de ∞ a $-\infty$, lo que conlleva a la necesidad de modificar la transformada de Fourier, obtenida anteriormente, para poder aplicarla a nuestro caso.

Una vez realizado esto, se llegará a nueva fórmula, denominada Transformada Discreta de Fourier (DFT, Discrete Fourier Transform), que será:

$$X_k = \frac{1}{N} \sum_{r=0}^{N-1} x_r e^{-i2\pi kr/N} \quad k = 0, 1, 2, \dots, (N-1) \quad (5.9)$$

Siendo la Transformada Discreta de Fourier Inversa (IDFT, Inverse DFT):

$$x_r = \sum_{k=0}^{N-1} X_k e^{i2\pi kr/N} \quad r = 0, 1, 2, \dots, (N-1) \quad (5.10)$$

Conviene destacar que, aunque se haya mostrado la DFT después de haber hablado de la serie de Fourier continua, la transformada discreta de Fourier reseñada tiene como transformada inversa exacta la IDFT y que las propiedades de la DFT son propiedades exactas, no propiedades aproximadas basadas en sus análogos deducidas para las transformadas de Fourier continuas.

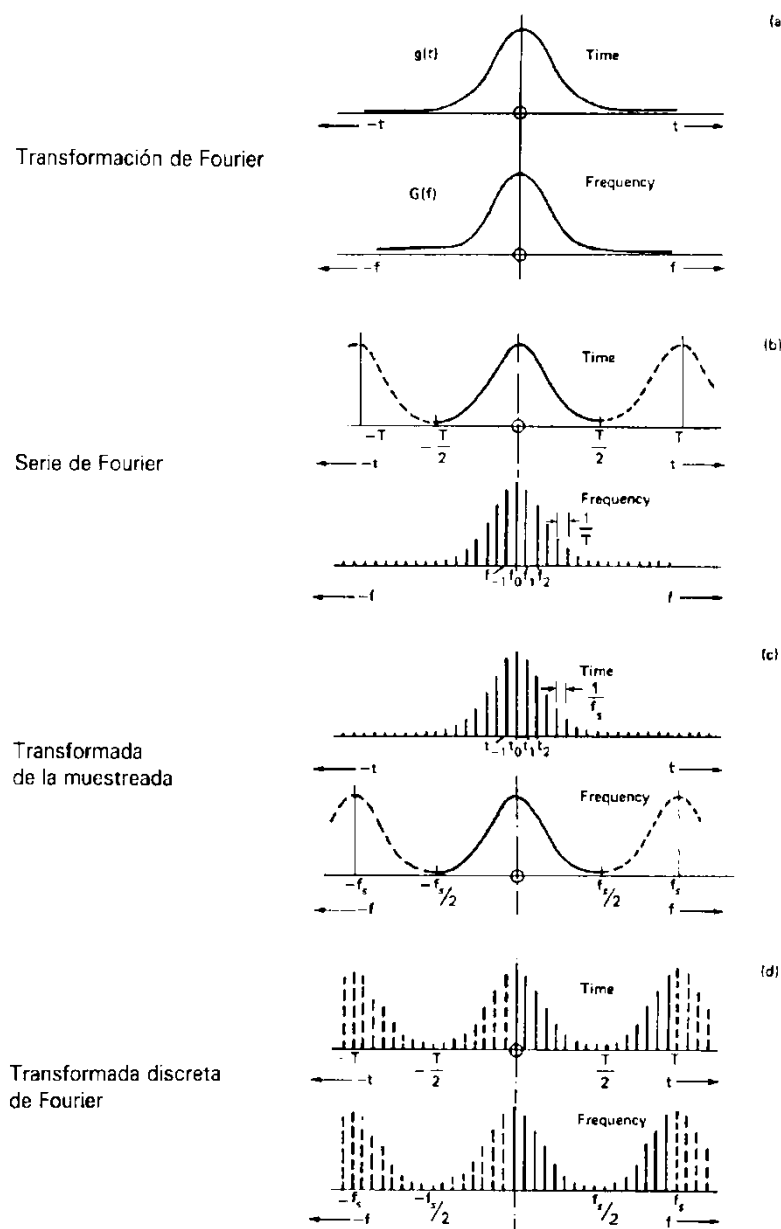


Figura 47. Transformada de Fourier de una señal analógica

La Figura 47 (a) muestra una señal analógica que se multiplica por un tren de impulsos que se muestra en la Figura 47 (b) resultando la señal muestreada de la 47 (c). Como puede apreciarse, la transformada de Fourier de un tren de impulsos es otro tren de impulsos.

El espectro de la señal muestreada es la convolución de las funciones en el dominio de la frecuencia que se muestran en las Figuras 47 (a) y (b), como se muestra en la Figura 47 (c). Por tanto, el espectro de la señal muestreada es la repetición periódica del espectro de la señal 47 (a).

Una vez expuestas las transformadas de Fourier continuas y discretas hay que mencionar que el proceso normal es comenzar haciendo una estimación de la función de correlación correspondiente y, posteriormente, obtener su transformada de Fourier, para de esta manera obtener el espectro deseado. Sin embargo, esto no es así ya que se dispone de la Transformada Rápida de Fourier (FFT¹, Fast Fourier Transform) que permite de una manera más rápida y precisa, obtener la estimación espectral directamente de la serie temporal original.

El mecanismo básico de la FFT es que partiendo de la serie completa x_r la subdivide en sucesiones más cortas, por lo que no calcula la DFT de la serie original completa sino de otras más cortas, para finalmente combinándolas entre sí obtener la de la serie original, con el consiguiente ahorro operacional.

Si se divide la serie en dos semisucesiones ($z_r = x_{2r+1}$ e $y_r = x_{2r}$) a partir de ellas, se puede obtener X_k . Teniendo además en cuenta que Z_k e Y_k son periódicas en k y que se repiten con período $N/2$. Esto es necesario porque las sucesiones z_r e y_r tienen sólo $N/2$ elementos. Finalmente, y asumiendo que $W = e^{-i2\pi/N}$, se tiene:

$$\begin{aligned} X_k &= \frac{1}{2} [Y_k + W^k Z_k] \\ X_{k+N/2} &= \frac{1}{2} [Y_k - W^k Z_k] \quad k = 0, 1, 2, \dots, (N/2 - 1) \end{aligned} \quad (5.11)$$

¹ La transformada rápida de Fourier, FFT, fue introducida por Cooley y Tukey en 1965 (Cooley, J.W. y Tukey, J.W., "An algorithm for the machine computation of complex Fourier series", *Mathematics of Computation*, vol.19: 297-301, 1965)

Al igual que se ha hecho con la serie original, es posible realizar este mismo proceso con las demás subsucesiones, y así sucesivamente hasta que las últimas contengan cada una un sólo término.

A la vista del proceso, es evidente que para que funcione se debe coger una serie original x_r que tenga un número de elementos potencia de 2 (2^n), debido a que este proceso es la FFT de base 2. También podría realizarse para otros números, para otras bases, pero su programación es más complicada y, además, la posibilidad de prolongar artificialmente la sucesión por adición de ceros no representa ningún problema en el caso de base 2.

Como se ha podido comprobar, con el método de cálculo de la FFT se reduce notablemente el número de operaciones a realizar, de tal manera que, inicialmente, mediante la DFT había que realizar N multiplicaciones de la forma $(x_r) (e^{-i2\pi kr/N})$ para cada uno de los N valores de X_k , lo cual conllevaba a realizar un total de N^2 multiplicaciones. Sin embargo, con la FFT se reduce este valor a, aproximadamente, $N \cdot \log_2 N$, lo que lleva a una reducción tal como se ofrece en la tabla 3.1.

Tabla 3. Reducción del número de operaciones de la FFT respecto a la DFT.

Número de elementos N	Relación entre DFT y FFT
	$\frac{N^2}{N \log_2 N}$
4	2
16	4
64	10.7
256	32
1024	102.4
4096	341.3
16384	1170.3

Se presentan una serie de limitaciones y distorsiones en el análisis debidas al muestreo de la señal. La frecuencia de muestreo $F_s = 1/\Delta$ limita la frecuencia máxima que se puede analizar, mientras que el periodo total muestreado determina la resolución en el dominio de la frecuencia Δf y por tanto, la frecuencia inferior f_1 . Puesto que el número de puntos es fijo, habrá que evaluar si se quiere mayor precisión a bajas frecuencias o a altas frecuencias.

5.3 LIMITACIONES DEBIDAS AL PROCESO DE LA SEÑAL.

Debido al muestreo de la señal con un período finito se dan una serie de limitaciones y distorsiones en el análisis. Inicialmente, se realiza un procesamiento de señal digital a una señal analógica, la cual, como ya se ha mencionado, se representa como una secuencia de N puntos obtenidos en un período T , tomados con un intervalo de separación de Δ . Debido a esto la frecuencia de muestreo $1/\Delta$ limita la frecuencia superior f_2 que se puede analizar, mientras que el período total de muestreo T controla la resolución de la frecuencia Δf y por lo tanto la frecuencia inferior f_1 . Debido a que el número de puntos N es fijo se tendrá que elegir entre precisión a altas frecuencias o a bajas.

5.3.1 Efecto del solapamiento ("Aliasing").

Sea $x(t)$ una señal que no tiene componentes con frecuencia mayor de f_{\max} . El teorema del muestreo afirma que $x(t)$ queda completamente determinada por sus valores tomados cada Δ segundos si se cumple que $\Delta = 1/f_{\max}$. Este teorema además nos permite reconstruir completamente una señal a partir de sus muestras tomadas con una frecuencia de muestreo de $f_s = 1/\Delta$, siempre que se cumpla que $f_s \geq 2 \cdot f_{\max}$, es decir, dos veces la frecuencia mayor presente en la señal. La mínima frecuencia de muestreo se denomina frecuencia de Nyquist.

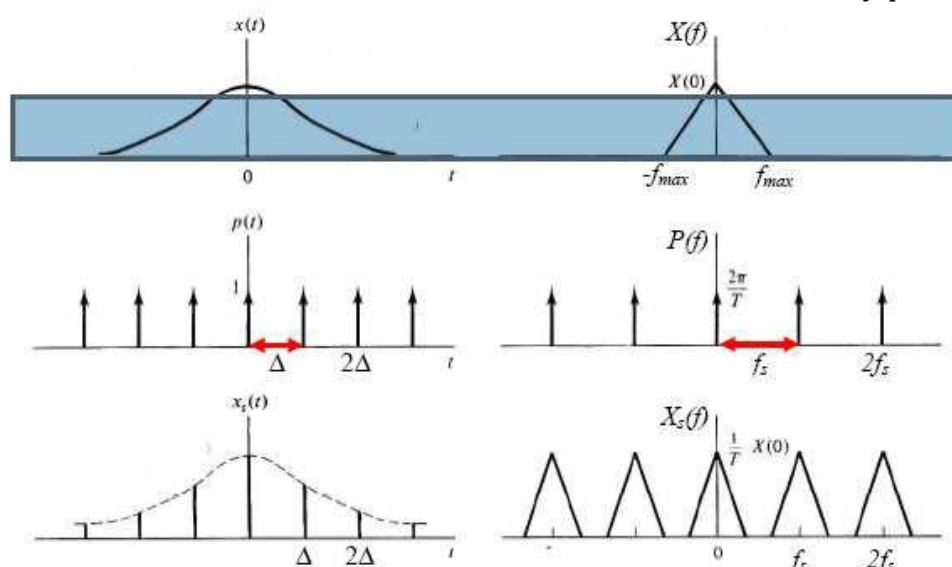


Figura 48. Representación espectral de la señal muestreada.

El espectro de la señal muestreada, Figura 26, se obtiene como convolución del espectro de la señal $x(t)$ y el espectro del tren de impulsos $p(t)$, por tanto,

consiste en la repetición periódica de $X(f)$ cada f_s Hz como puede apreciarse en la Figura 26.

Si la frecuencia de muestreo f_s se reduce, los espectros se tocan o se solapan, como muestra la Figura 27. Cuando esto sucede, no podrá recuperarse la señal original a partir de la señal muestreada, apareciendo en el espectrograma unas frecuencias que no forman parte de la señal original.

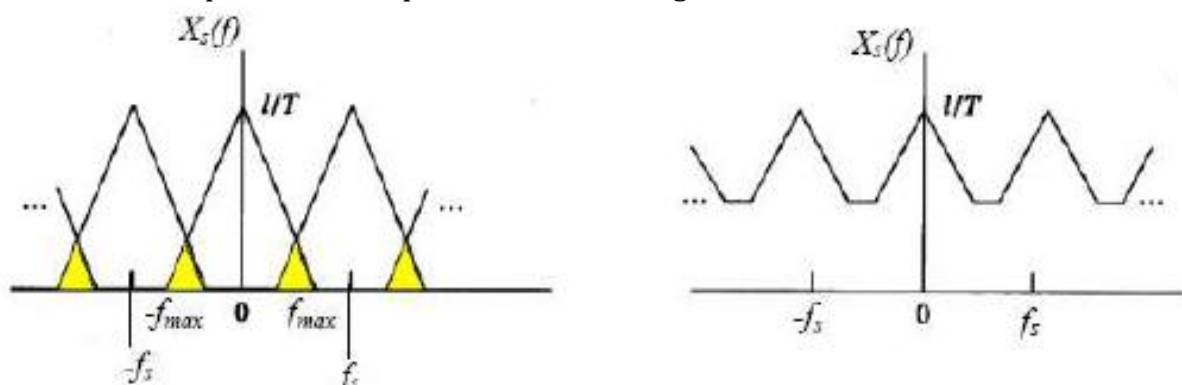


Figura 49. Efecto generado al reducir la frecuencia de muestreo.

Evitar este fenómeno es de vital importancia, ya que la distorsión de solapamiento hará que el espectro resultante difiera del real, si existen frecuencias superiores, por ello, en ocasiones, puede ser necesario filtrar la serie temporal para eliminar todas las frecuencias superiores a $1/2\Delta t$, y así estar seguros de que los resultados son correctos. A pesar de evitar el efecto del solapamiento, el criterio de Nyquist no es del todo adecuado ya que tomar una muestra de dos puntos por longitud de onda para la frecuencia superior no nos proporciona una buena calidad, siendo una pobre representación de la realidad, por lo que normalmente, en los analizadores comerciales, se utiliza el criterio:

$$f_0 < \frac{1}{3 \cdot \Delta t}$$

(5.11)

5.3.2 Análisis de registros de longitud finita ("leakage").

Cuando se utiliza la FFT se presupone que el registro del tiempo se repite periódicamente fuera del tiempo representado en él. Esto es cierto si la señal contenida en el registro contiene un número entero de ciclos, es decir, la señal es periódica en el tiempo de registro. Sin embargo, si la señal no cumple esta condición, se estará suponiendo una señal que puede ser muy diferente a la original.



Figura 50. Efecto leakage.

Este es un problema que puede llegar a ser muy importante, ya que puede alterar el resultado de la FFT. Este problema se puede paliar utilizando una función denominada ventana espectral. Como el problema fundamental de la falta de periodicidad se encuentra en los extremos, se busca en estas funciones que la influencia de los extremos sea despreciable, dando preponderancia a la zona central del registro.

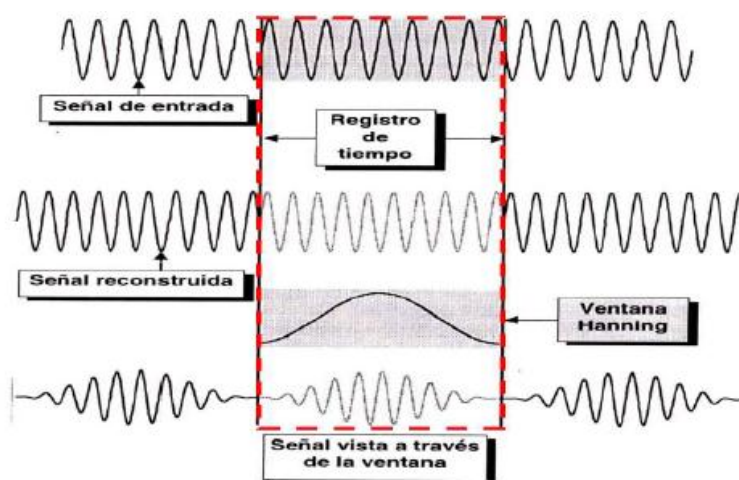


Figura 51. Aplicación de la ventana temporal a una señal.

Existen muchos tipos de ventana, cada una de las cuales tiene una aplicación restringida, algunas de ellas son:

-La ventana uniforme. Se aplica en los casos donde la señal no es periódica y por tanto, no hay que forzarla a ello, tal es el caso de los transitorios.

-La ventana Hanning. Se aplica cuando la señal no es periódica en el registro de tiempo y hay que forzarla a ello. Los resultados obtenidos son buenos en la frecuencia pero introduce un cierto grado de atenuación en la amplitud.

-La ventana Flattop. Se aplica de igual forma cuando la señal no es periódica en el registro de tiempo y hay que forzarla a ello. Los resultados obtenidos son buenos en la amplitud pero presenta peores resultados en la frecuencia.

5.3.3 Efecto Empalizada O “Picket-Fence”.

Este efecto es debido a la forma no rectangular y al espaciamiento de los filtros. Recibe este nombre debido a que la respuesta característica de un banco de filtros recuerda a una valla (picket-fence).

Si la frecuencia de una onda senoidal está exactamente en el centro de algún filtro, tendrá una amplitud de 0 dB. El error es función de la selectividad del filtro, el cual está determinado por el tipo de ventana usada: al usar una ventana Hanning el máximo error será de 1.4 dB y de 4.2 dB para una rectangular. Aumentando el ancho de cada filtro al doble y manteniendo su espaciamiento se consigue que el máximo error se reduzca a 0.35 dB (en el caso de la ventana Hanning), con la contrapartida de haber reducido la resolución.

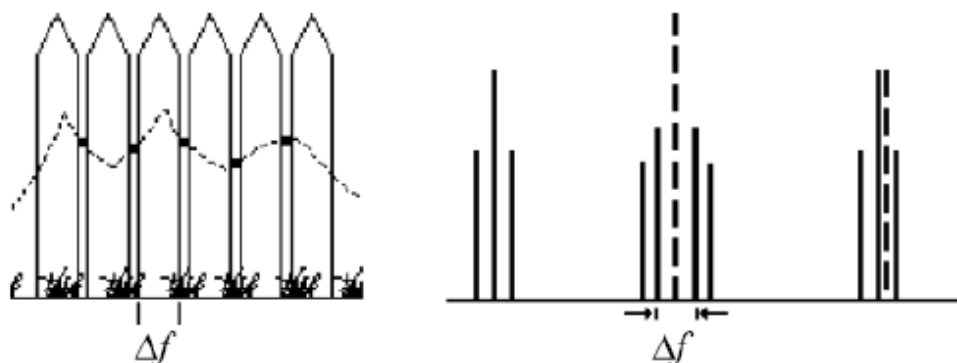


Figura 52. Efecto Picket-Fence.

5.4 POTENCIA ESPECTRAL Y DENSIDAD DE POTENCIA ESPECTRAL (PSD).

Una vez obtenida la FFT de la señal ($X(k)$), ésta generalmente, no se utiliza para su representación en frecuencia, sino que para una correcta visualización de los resultados se utiliza la potencia espectral o la densidad de potencia espectral (PSD), que proporciona una idea de la cantidad de energía a cada frecuencia.

La Densidad de Potencia Espectral (Power Spectral Density, PSD) de una señal es una función matemática que nos informa de cómo está distribuida la potencia o la energía de dicha señal sobre las distintas frecuencias que la componen (su espectro)

Para el cálculo de la densidad de potencia espectral hay que recordar que la potencia espectral de una señal discreta será equivalente a:

$$\text{Pot} = \frac{1}{T} \sum (x^2(t) \cdot \Delta T) \quad (5.13)$$

Y también a:

$$\text{Pot} = \sum (S(f) \cdot \Delta f) \quad (5.14)$$

Teniendo en cuenta que $T = N \cdot \Delta T$, donde la densidad espectral es el término nominado como $S(f)$.

Si se aplica la relación de Parseval, se obtiene el siguiente resultado:

$$\sum x^2(t) = \frac{1}{N} \sum |X(k)|^2 \quad (5.15)$$

Dónde:

$$|X(k)|^2 = X(k) \cdot X^*(k) \quad (5.16)$$

Resultando que la densidad de potencia espectral para cada frecuencia será:

$$S(f) = \frac{\Delta T}{N} \cdot |X(k)|^2 = \frac{\Delta T}{N} \cdot X(k) \cdot X^*(k) \quad (5.17)$$

Capítulo 6

CARACTERIZACIÓN DE DEFECTOS A PARTIR DE SEÑALES VIBRATORIAS

6.1 PRINCIPALES TIPOS DE DEFECTOS EN MÁQUINAS.

En este apartado se van a mostrar diferentes espectros de vibraciones establecidos para casos concretos de defectos en máquinas rotativas. Por lo tanto uno de los principales objetivos en el presente proyecto va a ser conseguir toda la información posible para poder establecer patrones en los espectros de vibración de ejes de ferrocarril, con la finalidad de que en un futuro se puedan tener identificados espectros concretos para defectos concretos en dichos ejes.

Si consideramos una máquina simple, reducida al eje y los rodamientos que le permiten rotar, el espectro de frecuencia de la señal vibratoria estará constituido por una serie de picos, discretos en amplitud, a las frecuencias características del sistema, como podrían corresponder a la velocidad de rotación del eje, a resonancias estructurales, etc. A partir de estas frecuencias se podría llegar a conocer el estado de los elementos que conforman la máquina, es decir, si existe defecto o no e, incluso, llegar a valorar la importancia del mismo si se comparara con un estado patrón.

En las máquinas rotativas reales, compuestas por multitud de elementos, el espectro de frecuencias y, por tanto, el diagnóstico, no es tan simple. Como se puede suponer, la interpretación del espectro de frecuencia es extraordinariamente complejo, no sólo por la gran cantidad de información que conlleva, sino también porque el hecho de que esté presente una componente frecuencial, característica de un tipo de defecto, no supone, de forma inmediata, que ese defecto esté presente, ya que, como, por ejemplo, en el caso del desequilibrio, la firma espectral característica es muy similar a la de un desalineamiento y se debe de profundizar más en el análisis para poder distinguir entre ambas causas.

Es importante recalcar, que para la siguiente clasificación de defectos la firma espectral que se escoge para caracterizar el defecto no se asemejará, en general, a un espectro real porque en el espectro del ejemplo se considera un único tipo de defecto y, en un espectro real, aparecen simultáneamente todos los defectos presentes.

6.2 DESEQUILIBRIO.

Se produce cuando el centro geométrico de cualquier sección transversal rotativa no coincide con el centro de masas y, por tanto, el eje de giro no coincide tampoco con el eje principal de inercia que atraviesa la sección. Es la causa más común de la vibración de una máquina, puesto que ha de contarse siempre con cierto “desequilibrio permanente” como consecuencia de las tolerancias de ensamblaje, de la construcción y de la propia anisotropía del material.

Este defecto se manifiesta, en el espectro de frecuencia, como un pico situado a una frecuencia igual a la velocidad de giro de la máquina (1x r.p.m.) y se incrementa de forma proporcional con el cuadrado de la velocidad de rotación ($F_c = m \cdot r \cdot \omega^2$). Por lo tanto, cuanto mayor es el desequilibrio, mayor será la amplitud a la citada frecuencia. Destacar también que la amplitud será mayor en una medida de vibración en sentido radial que en sentido axial del eje.

6.2.1 Desequilibrio de fuerzas.

Se caracteriza porque la amplitud del desequilibrio aumenta con el cuadrado de la velocidad de rotación. En el espectro, el pico a 1x r.p.m. suele predominar sobre el resto.

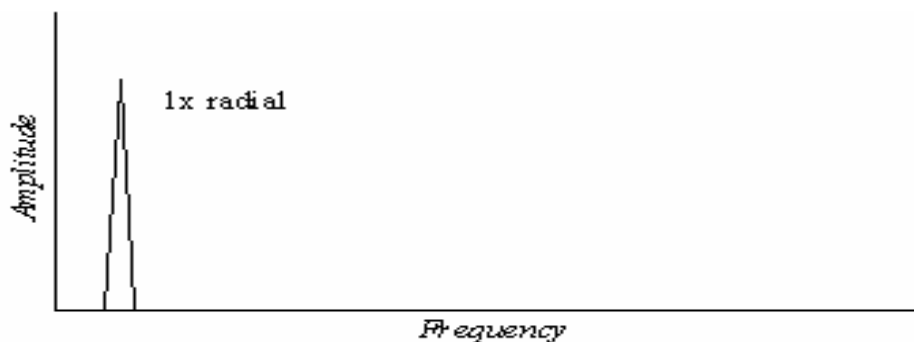


Figura 53. Espectro de frecuencia típico de un desequilibrio de fuerzas

6.2.2 Desequilibrio del acoplamiento.

Al igual que el desequilibrio de fuerzas, la amplitud varía con el cuadrado de la velocidad de rotación. En el espectro de frecuencia aparece un pico a 1x r.p.m. que suele ser el de mayor importancia. Puede llegar a ocasionar vibraciones elevadas tanto en dirección radial como en dirección axial.

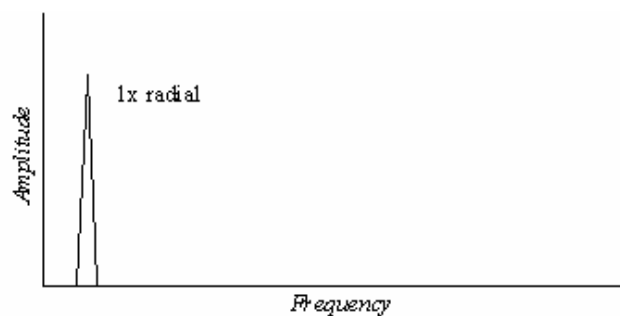


Figura 54. Espectro de frecuencia típico de un desequilibrio del acoplamiento.

6.2.3 Desequilibrio del rotor en voladizo.

Los rotores en voladizo suelen tener desequilibrios de fuerza y de acoplamiento, generando vibraciones elevadas a 1x r.p.m. tanto en dirección radial como en dirección axial, con el inconveniente de que la medida en esta última dirección puede resultar inestable.

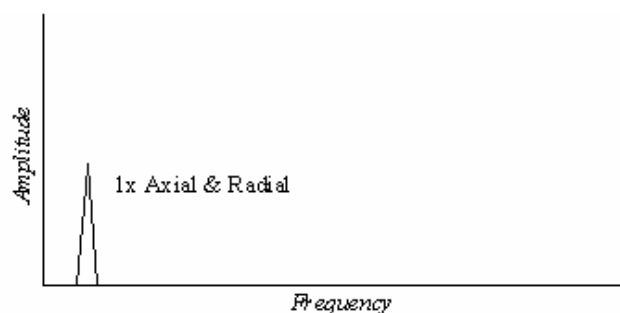


Figura 55. Espectro de frecuencia típico de un desequilibrio de un rotor en voladizo.

6.2.4 Rotor excéntrico.

La excentricidad ocurre cuando el centro de rotación se sale de la línea central geométrica de una polea acanalada, de un engranaje, de un cojinete, de una armadura del motor, etc. La vibración más grande ocurre a 1x r.p.m. del componente excéntrico en la dirección de los centros de los dos rotores.

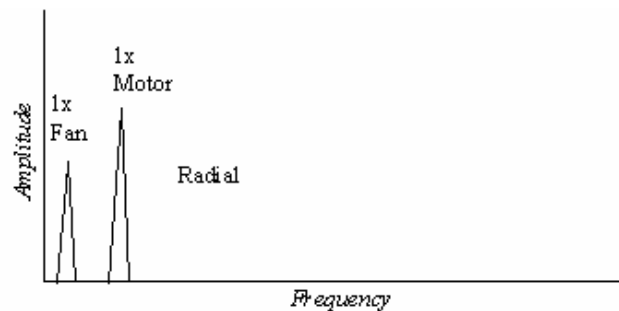


Figura 56. Espectro de frecuencia típico de un rotor excéntrico.

6.3 DESALINEAMIENTO.

Es, probablemente, la segunda de las anomalías de las máquinas rotativas más frecuente por la dificultad que supone alinear dos ejes y sus rodamientos de forma que no se originen fuerzas que produzcan vibraciones.

Entre sus características fundamentales destaca que el desalineamiento no es un fenómeno unidireccional como sucede con el desequilibrio, luego la amplitud medida en dirección vertical y horizontal no tiene por qué coincidir. Este tipo de defecto presenta alta vibración en sentido axial además de radial. En el espectro de frecuencia se caracteriza por presentar un pico a 2x r.p.m. cuyo valor es del orden de la mitad o superior a la magnitud de la componente 1x r.p.m.

Se pueden considerar tres casos de desalineación entre ejes: Paralela, Angular y mixta:

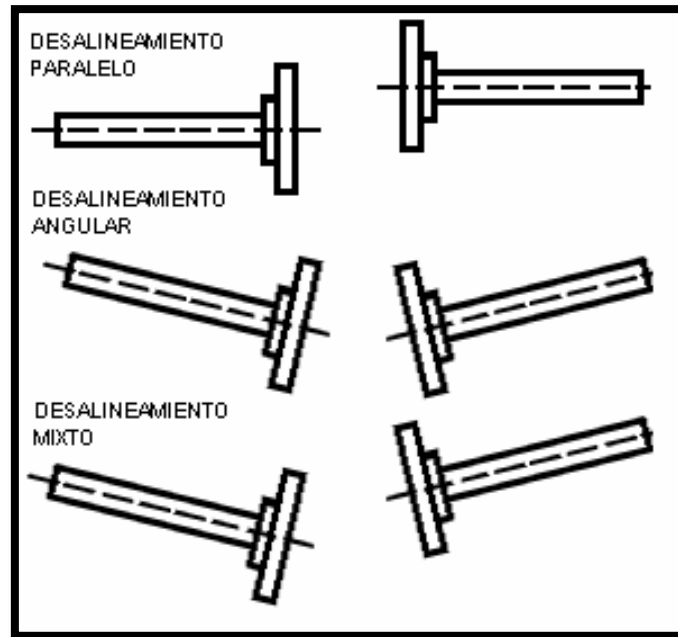


Figura 57. Tipos de desalineación entre ejes.

6.3.1 Desalineamiento angular.

Se caracteriza, además de la vibración radial a 1x y 2x r.p.m., por la alta vibración axial a las frecuencias de 1x y 2x r.p.m., pudiendo aparecer una componente en 3x r.p.m.

6.3.2 Desalineamiento paralelo.

Se caracteriza por presentar una alta vibración radial, con una componente a 2x r.p.m. de mayor amplitud que la componente de 1x r.p.m.

En el caso de que el desalineamiento angular o radial se convierta en severo, pueden aparecer en el espectro de frecuencia picos de elevada amplitud en armónicos 4x – 8x o incluso una serie de armónicos de alta frecuencia similares a los que aparecen con un defecto de holgura mecánica.

6.3.3 Desalineamiento cojinete – eje.

El desalineamiento, no sólo se produce entre ejes, también se da entre un eje y el rodamiento asociado y entre un eje y un cojinete de fricción.

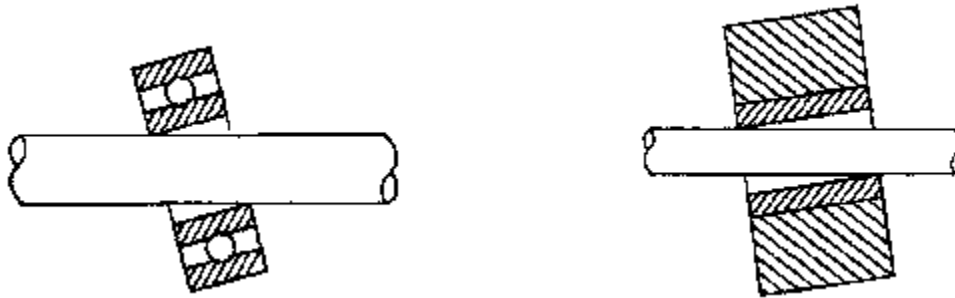


Figura 58. Rodamiento y casquillo mal alineados respecto al eje.

Este defecto se caracteriza porque se genera una vibración axial considerable. Para solucionar este problema, se debe de cambiar el cojinete e instalar otro de forma adecuada. El espectro de frecuencia es similar a los casos anteriores.

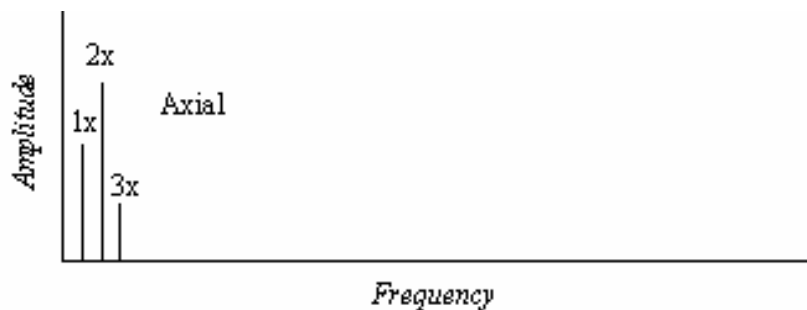


Figura 59. Firma espectral característica de desalineamiento cojinete – eje.

6.3.4 Curvatura de un eje.

Un caso particular de desalineamiento puede considerarse la curvatura de un eje, que presentará un desvío angular en cada apoyo. Este fenómeno que no es unidireccional, se caracteriza por generar también una alta vibración axial.

Notar que el hecho de que el centro de masas de un eje doblado no coincida con el centro geométrico, hace que el defecto relacionado con la curvatura del eje se pudiera considerar también como un defecto de desequilibrio.

Las causas de un eje doblado pueden ser debidas a diferentes razones: condiciones térmicas extremas, rotor pandeado, modificación de características metalúrgicas del material, consecuencia de roces importantes, los propios roces, cortocircuitos en las bobinas de máquinas eléctricas que producen diferencias graves de temperatura entre una parte y otras, gradientes de temperatura entre los puntos inferiores y superiores de turbomáquinas que se producen por convección del circuito de refrigeración durante la parada, y que pueden llegar a provocar cargas que lleguen a doblar el rotor; una alineación mal realizada, pérdida de apriete de bancadas y soportes, etc.

6.4 DEFECTOS RELACIONADOS CON ENGRANAJES.

Un engranaje produce espectros de vibración con múltiples frecuencias a identificar, por ello, es conveniente disponer de espectros patrón, obtenidos cuando el engranaje se encuentra en estado satisfactorio, con el fin de observar las variaciones de amplitud en cada frecuencia.

La frecuencia fundamental de vibración es la denominada frecuencia de engrane, GMF: Gear Mesh Frequency, resultado del producto del número de dientes por la velocidad de rotación. Pueden aparecer también otras componentes de la vibración cuando se presenten dientes del engranaje defectuosos, como es la que corresponde a la frecuencia resultante de multiplicar el número de esos dientes defectuosos por la velocidad de rotación del eje.

Problemas como el desalineamiento, deformaciones, desgaste de dientes, huelgos excesivos, erosión o rallado por falta de engrase y excentricidad, aparecen en un análisis en el dominio de la frecuencia, como bandas laterales de la

frecuencia fundamental de fallo del engranaje. La frecuencia fundamental y los valores de sus armónicos identifican la causa de la vibración, mientras que la amplitud de las bandas laterales respecto a la fundamental pone de manifiesto la severidad del problema.

El espectro de frecuencia normal de un engranaje en buen estado se caracteriza por la presencia de picos a $1x$ y $2x$ r.p.m., además de un pico a la frecuencia de engrane, GMF. En torno a GMF, aparecen además bandas laterales equiespaciadas, una frecuencia igual a la velocidad de giro del eje.

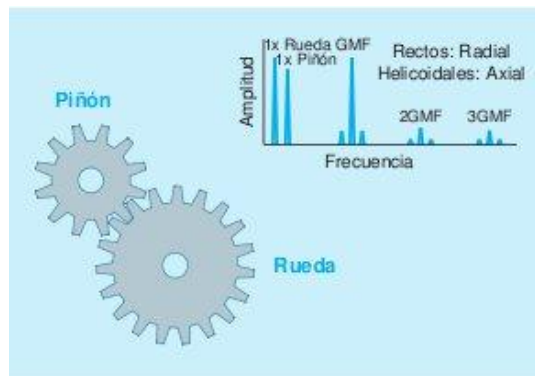


Figura 60. Espectro de frecuencia típico de un engranaje en buen estado.

Los defectos relacionados con engranajes más frecuentes son los siguientes:

a) Desalineamiento del engranaje.

La vibración predominante tiene lugar a $1x$ RPM y a $2x$ RPM de los ejes desalineados, pudiendo excitar la frecuencia de engrane, observándose los tres primeros armónicos de la GMF. Altera la rotación normal de los engranajes al dificultar el encaje entre dientes en las partes donde se encuentran desalineados, provocando que una reducción momentánea de la velocidad de giro.

La FFT representa este fenómeno mediante picos al doble de la velocidad de rotación y al doble de la frecuencia de engrane. Cada uno de estos dos síntomas, principalmente el pico en $2x$ GMF, puede ser debido a un problema de alineación en el engranaje, que a su vez, podría estar provocado por una desalineación en un acoplamiento u otro factor externo como un problema en la bancada.

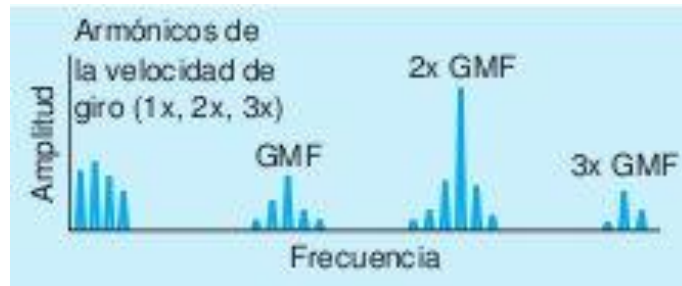


Figura 61. Desalineamiento en engranajes.

b) Desgaste del diente.

Un indicador del desgaste de diente en el espectro de frecuencia, es la presencia de un pico a la frecuencia natural del engranaje junto con bandas laterales equiespaciadas a la velocidad de rotación. Las bandas laterales pueden servir como indicadores del desgaste, de modo que, cuanto mayor es su amplitud, mayor es el deterioro.

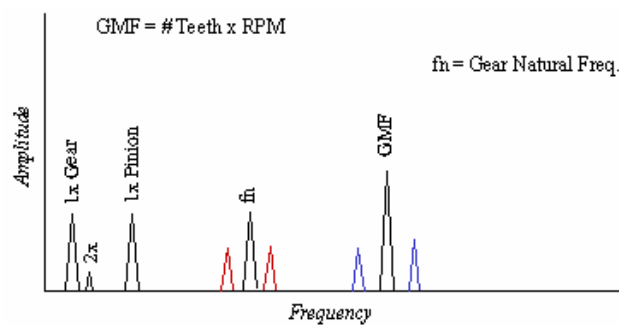


Figura 62. Espectro de frecuencia de un engranaje con desgaste en un diente.

c) Excentricidad y golpeteo del engranaje.

Se caracteriza por la presencia de bandas laterales de elevada amplitud en torno a GMF. El engranaje que presenta el problema se puede identificar a partir del espaciado entre las bandas laterales. El golpeteo incorrecto excita la frecuencia GMF y las frecuencias naturales del engranaje, que serán acompañadas por bandas laterales en 1x r.p.m.

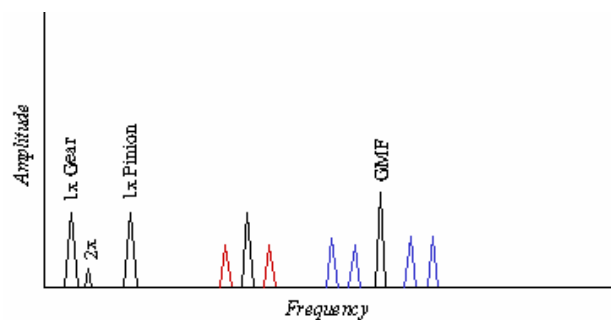


Figura 63. Espectro de frecuencia de un engranaje excéntrico.

d) Diente agrietado o quebrado.

Un diente agrietado o quebrado generará en el espectro de frecuencias una elevada amplitud a 1x r.p.m., siendo esta frecuencia la correspondiente a la velocidad de giro del engranaje al cual pertenece el diente. Además, el diente excitará también la frecuencia natural del engranaje, que estará acompañada de bandas laterales a su velocidad de rotación.

Para la identificación de este problema puede ser de gran ayuda un análisis en el dominio temporal, porque se podrían apreciar con claridad los impactos generados cada vez que engrana el diente defectuoso, separados un intervalo de tiempo correspondiente al inverso de la velocidad de giro del engranaje que presenta el defecto.

6.5 RODAMIENTOS.

Los cojinetes de elementos rodantes o rodamientos, que constituyen el modelo utilizado en un gran número de máquinas, presentan la característica de ser el elemento de mayor rigidez en la tolerancia permitida, frente a otros componentes, es decir, independientemente de que las instalaciones o máquinas dispongan de otras piezas vitales, siempre va a depender del estado de los rodamientos la fiabilidad de las instalaciones y la aparición de muchas averías.

En un rodamiento de bolas o rodillos su duración o vida útil va a depender de las cargas dinámicas que soporte, de la velocidad operativa y de las vibraciones que absorbe. Será prioritario vigilar los fenómenos exteriores como el desequilibrio, el desalineamiento o la lubricación defectuosa, entre otros, para que la vida del rodamiento sea satisfactoria.

Cualquier vibración va a tener efectos muy negativos en las condiciones operativas y en la vida del rodamiento, precipitando los daños correspondientes en sus diferentes componentes rotacionales y su consiguiente reducción de horas de funcionamiento.

En los rodamientos se pueden considerar cuatro etapas en la evolución progresiva del defecto antes del colapso:

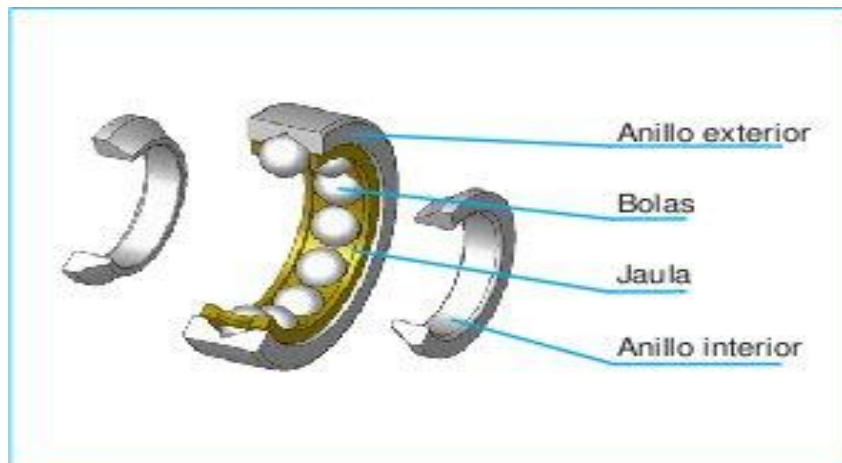


Figura 64. Partes de un rodamiento.

ETAPA 1

En esta fase, el rodamiento se encuentra en perfecto estado con lo cual en el espectro sólo se aprecian la frecuencia de giro y posiblemente algunos de sus armónicos.

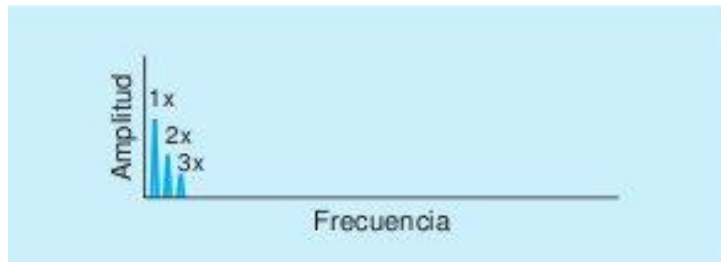


Figura 65. Fase 1 del deterioro de un rodamiento.

ETAPA 2

Aparecen lecturas de vibración a alta frecuencia, las cuales constituyen el primer indicador del inicio del deterioro de un rodamiento. Dichas lecturas se deben a impactos, provocados por un pequeño defecto, que suelen excitar las frecuencias naturales de las pistas de rodadura a alta frecuencia. Estas medidas se realizan en el espectro de aceleración en una banda comprendida entre 1 kHz y 20 kHz.

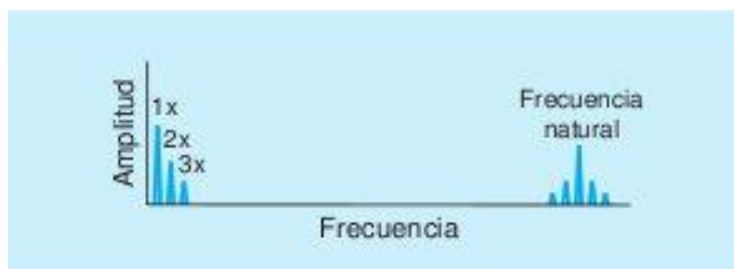


Figura 66. Fase 2 del deterioro de un rodamiento.

ETAPA 3

Aparecen las frecuencias características de defectos y sus armónicos. A medida que el daño progresa se incrementa la magnitud de los armónicos de las frecuencias de fallo y aumenta la aceleración a alta frecuencia. El seguimiento de su evolución nos permite planificar su cambio con la suficiente antelación.

El desgaste es generalmente visible y puede extenderse a través de la periferia del rodamiento, particularmente cuando las bandas laterales, que acompañan a cualquier armónico de una frecuencia de defecto del rodamiento son importantes. Es el momento de reemplazar el rodamiento.

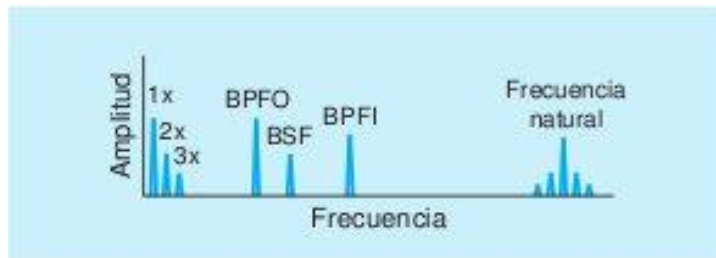


Figura 67. Fase 3 del deterioro de un rodamiento.

ETAPA 4

Esta es la fase final del rodamiento. Cuando este se encuentra muy dañado aparecen síntomas similares a holguras y roces. Aparece además, ruido de fondo detectable en aceleración a alta frecuencia. Aumenta la amplitud de 1x RPM y sus armónicos disminuyen o desaparecen las frecuencias de fallo enmascaradas en el ruido de fondo.

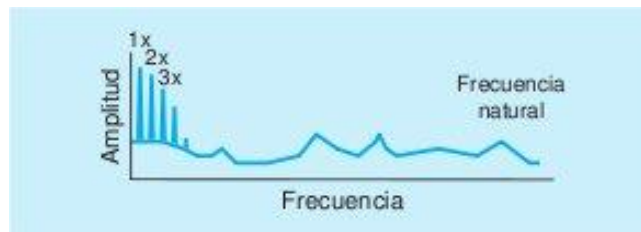


Figura 68. Fase 4 del deterioro de un rodamiento.

Por otro lado los defectos típicos que aparecen en los rodamientos son los siguientes:

- Defectos en la pista interior.
- Defectos en la pista exterior.
- Defectos en bolas o rodillos.
- Deterioro de jaula.
- Holguras.
- Rodamientos desalineados.
- Inadecuada lubricación.

6.6 HOLGURAS MECÁNICAS.

Los desajustes mecánicos en los elementos estáticos de la máquina, dan lugar a un incremento de la respuesta del desequilibrio residual que tiene el rotor a la frecuencia $1x$ r.p.m., y un golpeteo que se produce con una frecuencia $2x$ r.p.m. Tipos de holguras mecánicas:

a) Holgura mecánica de tipo A

Originada por la flojedad o debilidad estructural de los pies de la máquina, placa de base (bancada) o cimentación. El espectro característico sería como el de la siguiente figura:

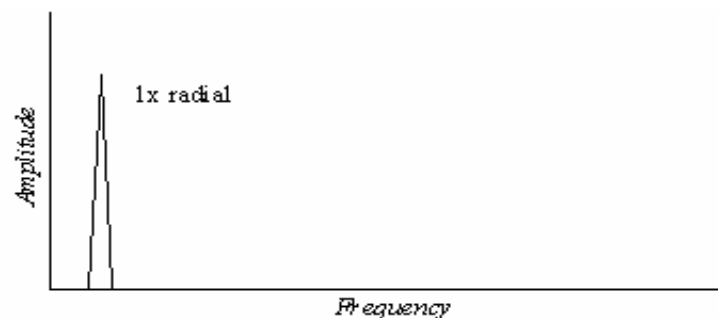


Figura 69. Espectro de frecuencia de la holgura mecánica de tipo A.

b) Holgura mecánica tipo B

Originada por la flojedad de los pernos de los silent-blocks, las grietas en la estructura del bastidor o el soporte del cojinete.

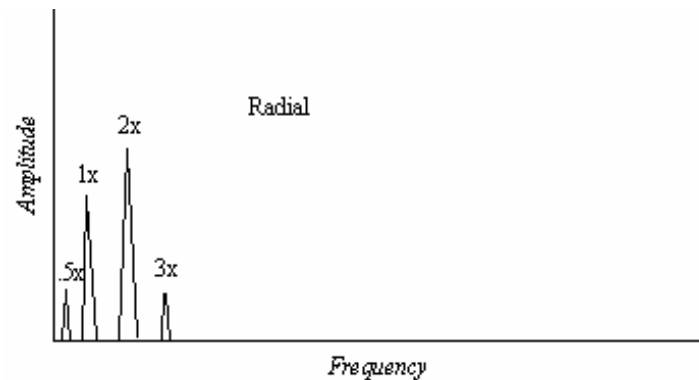


Figura 70. Espectro de frecuencia de la holgura mecánica tipo B.

c) Holgura mecánica tipo C.

La produce el ajuste incorrecto entre las piezas que causarán muchos armónicos debido a la respuesta no lineal de las piezas flojas.

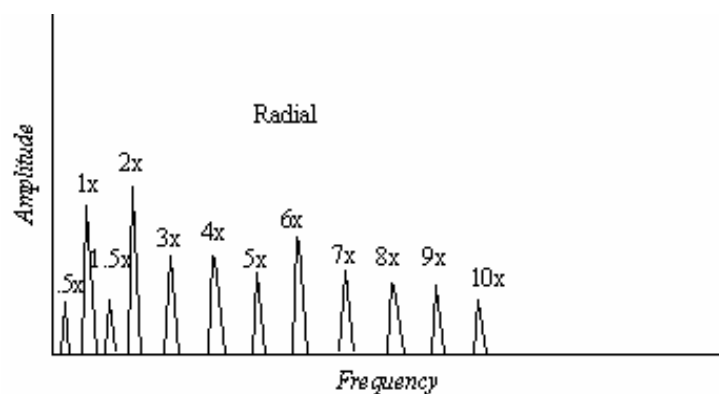


Figura 71. Espectro de frecuencia de la holgura mecánica tipo C.

En general, este fenómeno da lugar a la amplificación de las vibraciones que existen, relativas a cualquier otra causa, por lo que será muy común encontrar, en un diagrama de espectro, vibraciones correspondientes a los armónicos superiores: 3x r.p.m., 4x r.p.m., 5x r.p.m., etc., como se puede comprobar en las imágenes anteriores.

Un ejemplo típico de estas holguras se suele presentar cuando la base de una máquina puede oscilar libremente sobre sus apoyos. Las modificaciones en los momentos torsores y otras fuerzas asociadas a la rotación, ocasionarán un impacto de la bancada sobre el soporte que se repetirá dos veces por revolución.

6.7 COJINETES DE FRICCIÓN.

Los cojinetes con un juego excesivo pueden permitir que un desequilibrio, un desalineamiento o ambos de forma simultánea, causen una elevada vibración que sería mucho más baja si la holgura del cojinete hubiese cumplido las especificaciones.

El espectro de frecuencia de un cojinete con un proceso de desgaste muy avanzado, muestra una serie de armónicos enteros a la velocidad de rotación (hasta 10 o 20 veces la velocidad de rotación).

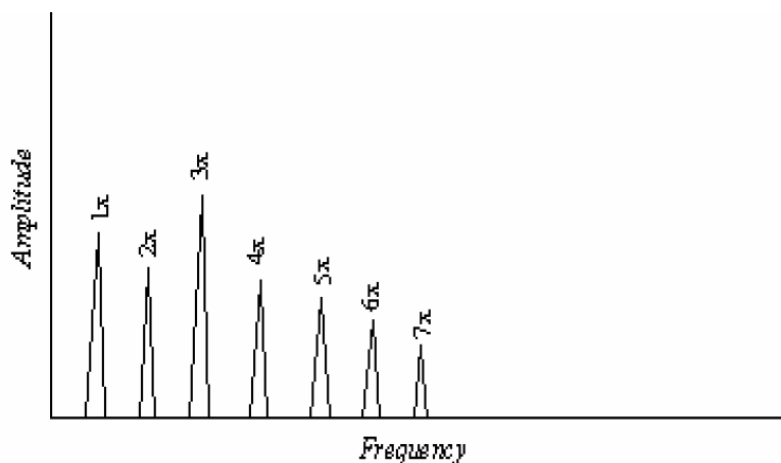


Figura 72. Espectro de frecuencia de un cojinete en avanzado estado de deterioro.

Dentro de este apartado, se debe hacer referencia al Oil Whirl, en castellano, “remolino de aceite” y al Oil Whip, en castellano, “latigazo de aceite”. Es un fenómeno que aparece, sobre todo, en los cojinetes provistos de lubricación en circuito cerrado a presión y que operan a velocidades altas.

En los cojinetes citados anteriormente, el rotor es sustentado por una fina película de fluido, el cual circula a una velocidad de, aproximadamente, la mitad de la del rotor (media de la velocidad del rotor y del alojamiento). Debido a la pérdida de viscosidad en el fluido, la presión antes del punto de mínima holgura es menor que detrás.

Esta diferencia de presiones causa una fuerza de desestabilización tangencial, en la dirección de la rotación, que da como resultado un remolino, a una velocidad ligeramente inferior a la mitad de la velocidad de rotación del rotor.

Este tipo de defecto presentará un diagrama de espectro en cascada, en el que se observa que la frecuencia de la vibración correspondiente al Oil Whirl es la respuesta de aproximadamente $0.5x$ r.p.m. y como coincide con una velocidad crítica, se produce la resonancia y el fenómeno de Oil Whip. Los daños podrían llegar a ser graves, si la velocidad de funcionamiento de la máquina tiene un valor cercano al doble de la velocidad crítica del sistema.

La vibración producida por este efecto es auto-excitada, es decir, se alimenta del movimiento del propio eje, de forma que una vez que se inicia este fenómeno las fuerzas centrífugas de este eje son amplificadas y éstas, a su vez, realimentan las consecuencias de este fenómeno.

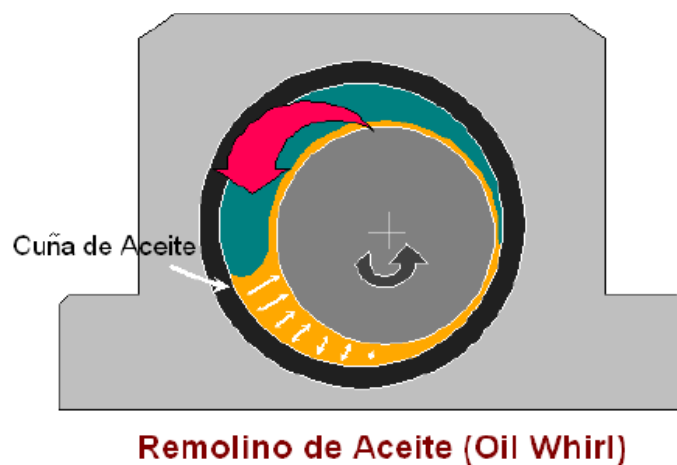


Figura 73. Esquema de un cojinete: el fenómeno de Oil Whirl.

6.8 RESONANCIAS.

La frecuencia natural o de resonancia de un sistema es aquella frecuencia que tiene una tendencia o facilidad para vibrar. Todo sistema posee una o varias frecuencias naturales de forma que al ser excitadas se producirá un aumento importante de vibración. La fórmula de la frecuencia natural es:

$$F_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}}$$

(6.1)

Siendo m la masa y K la rigidez. De esta fórmula se deduce que si la rigidez aumenta, la frecuencia natural también aumentará, y si la masa aumenta, la frecuencia natural disminuye. La resonancia es un estado de funcionamiento en el que una frecuencia de excitación se encuentra cerca de una frecuencia natural de la estructura de la máquina. Cuando ocurre la resonancia, los niveles de vibración que resultan pueden ser muy altos y pueden causar daños muy rápidamente.

Un ejemplo típico de resonancia es la cantante de ópera que rompe un vaso al dar una nota aguda. Aunque el vaso no esté vibrando aparentemente, está sometido a una minúscula vibración cuya frecuencia coincide con su frecuencia natural. Cuando la onda, en este caso sonora, incide sobre el cuerpo, se genera una vibración de amplitud enorme y el sistema entra en resonancia hasta que se rompe.

Cuando analizamos los problemas de vibración de una máquina es importante poder determinar las frecuencias naturales del sistema, ya que, es necesario asegurarnos de que no existen frecuencias forzadas cerca de las frecuencias naturales.

Podemos encontrar varios métodos de detección de resonancia:

1. Test de arranque y parada: Para su realización se requiere la utilización de un analizador FFT y un fototaco. El analizador se encarga de recoger y almacenar el nivel global de vibración a la vez que el fototaco le envía la señal de la velocidad de giro del rotor en cada instante.

2. Diagrama de espectros en cascada: Es una representación gráfica del espectro frecuencial de una máquina en función de la frecuencia de funcionamiento. Se captura un espectro de vibración a intervalos fijos de la velocidad de rotación tras lo cual se representan consecutivamente en cascada.
3. Test de impacto: El proceso consiste en golpear el sistema con un martillo de goma o plástico, nunca metálico porque podría distorsionar el análisis al producir resonancias de contacto. Para realizar un test de impacto se requiere el uso de un martillo y un analizador FFT. Con el martillo se golpea el sistema excitando las frecuencias de resonancia y simultáneamente con el analizador se toma y almacena el espectro. Los picos del espectro nos indican las posibles frecuencias de resonancia del sistema. El resultado será la obtención de un diagrama de Bode, que consiste en una gráfica de amplitud frente a frecuencia y otra de fase frente a frecuencia. La existencia de alguna frecuencia de elevada amplitud donde se produzca un cambio de fase de 180° nos indicará la existencia de una frecuencia de resonancia. A continuación se muestran unas imágenes que intentan aclarar mejor el funcionamiento de este método.

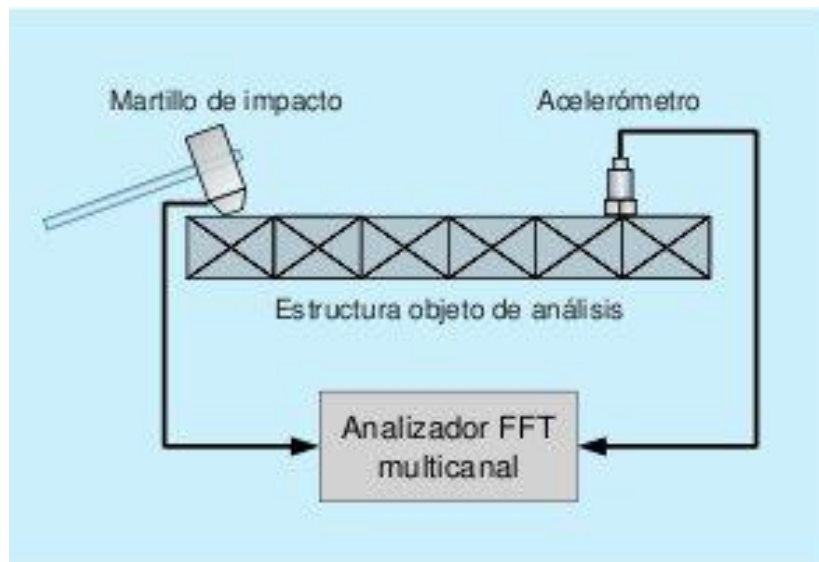


Figura 74. Test de impacto.

6.9 ROCES EN LAS MÁQUINAS.

Los roces aparecen en la máquina al constituirse un contacto entre el rotor y un elemento estático (diafragmas, retenes, etc.). Pueden incluso iniciarse con un desequilibrio fuerte, una curvatura muy pronunciada, dilataciones térmicas o alineaciones incorrectas.

Un roce de cierta magnitud destruye la máquina con rapidez y, por lo tanto, es muy importante detectarlo en su comienzo como roce parcial. Los roces parciales se manifestarán ya desde el inicio del arranque.

En la mayoría de los casos, un roce se inicia en la forma de un pequeño golpeteo y un salto o rebote del eje respecto del elemento estático. A medida que se incrementa el roce, el concepto de “golpear y saltar” se modifica y el punto de roce comienza a actuar como un cojinete seco sin lubricación.

Como consecuencia del impacto y del roce, se somete al eje a una fuerza tangencial en el punto de contacto, que provoca una resultante de desequilibrio mayor. Por lo tanto, al tratarse de un fenómeno auto-excitado se produce un aumento de energía que dobla el eje.

Otro término de diferenciación de los roces es que la respuesta en las direcciones vertical y horizontal son muy distintas, hasta el punto de que si el roce es vertical, por ejemplo, en la medida horizontal no se aprecia ninguna frecuencia subarmónica.

Como ejemplo de rozamiento en máquinas se va a tratar el rozamiento del rotor, el cual se produce cuando las piezas que rotan entran en contacto con componentes inmóviles. En la siguiente imagen se representa un espectro de frecuencia característico de este tipo de defectos. Se pudo comprobar que es similar al espectro de holgura mecánica tipo C.

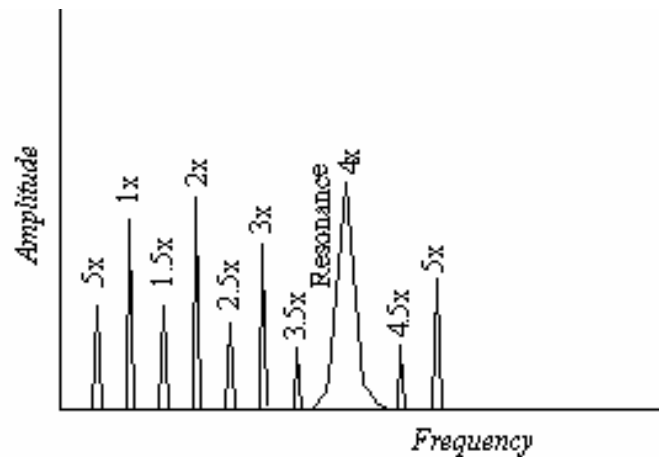


Figura 75. Espectro de frecuencia característico de un rozamiento del rotor.

6.10 PROBLEMAS ELÉCTRICOS.

Las averías que puedan afectar a las máquinas rotativas, en general, como son el desalineamiento, el desequilibrio, las resonancias u otras, se presentarán igualmente en el caso de los motores eléctricos. Sin embargo, pueden manifestarse, además, otras vibraciones específicas de estos motores cuyo origen se encuentra en sus características eléctricas, que producen, en cambio, vibraciones mecánicas, entre las que se puede citar, como más significativas:

- Alteración del entrehierro.
- Excentricidad sobre el centro magnético.
- Rotura o pérdida de barras.
- Bobinados en cortocircuito o abiertos.

La avería quizá más frecuente en los motores eléctricos es la excentricidad del entrehierro producida, bien por desequilibrio mecánico del rotor, bien por excentricidad de la armadura del estator o por otras condiciones mecánicas que traen consigo la modificación de los valores de su entrehierro o lo largo de su rotación y que generan vibraciones a una frecuencia igual a 2 veces la frecuencia de la red de alimentación eléctrica.

Esta frecuencia es, normalmente, desplazada de su valor teórico y modulado en bandas laterales, con una frecuencia diferencial igual al producto del número de polos por la velocidad del motor y por el valor del deslizamiento.

Para el caso de roturas de barras, cortocircuitos en bobinados, barra o colectores, que sólo son manifestados bajo el motor en carga, la frecuencia de la vibración que se produce ocurre a la velocidad del giro del campo magnético de la máquina con la aparición, también, al igual que en el defecto anterior, de una modulación lateral definida por la frecuencia diferencial igual al número de polos por la velocidad del motor multiplicada por el deslizamiento, en este caso.

Cuando el problema tiene exclusivamente origen eléctrico, este desaparecerá desconectando la alimentación lo cual constituye una herramienta muy útil para la identificación de estos defectos.

6.11 PROBLEMAS EN CORREAS.

6.11.1 Correas flojas, gastadas o mal unidas.

Como se puede comprobar en la siguiente imagen, las frecuencias de los picos ocasionados por la correa están por debajo de las r.p.m del motor o de la máquina conducida. Suelen aparecer picos a 1x, 2x, 3x y 4x la frecuencia de la correa, siendo el segundo normalmente, el pico dominante.

En el caso de correas dentadas, el desgaste o el desalineamiento de la polea son indicados por amplitudes elevadas a la frecuencia de la correa.

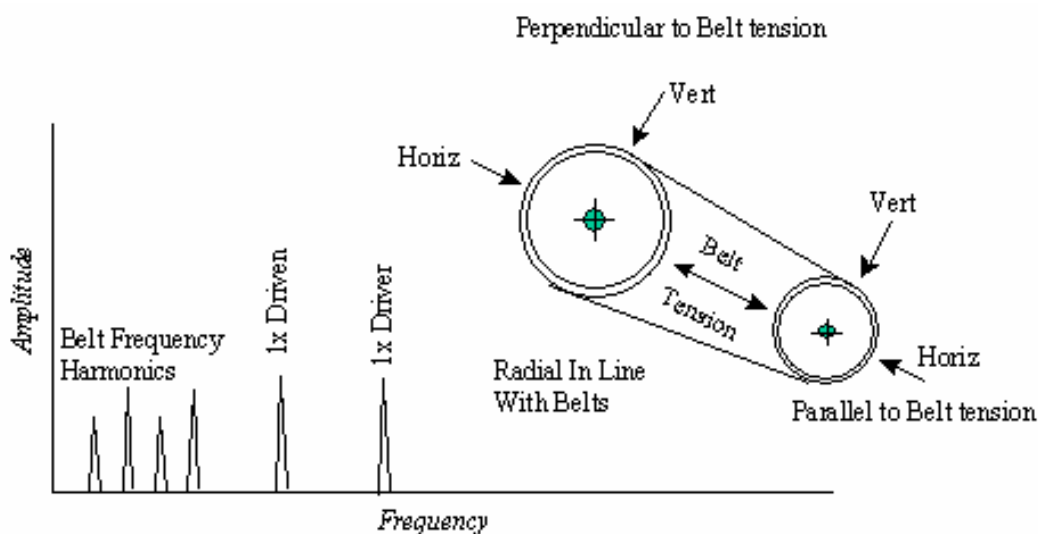


Figura 76. Espectro de frecuencia característico de correas flojas, gastadas o mal unidas.

6.11.2 Desalineamiento entre la polea acanalada y la correa.

El desalineamiento de poleas acanaladas produce una alta vibración a 1x r.p.m., predominantemente en la dirección axial.

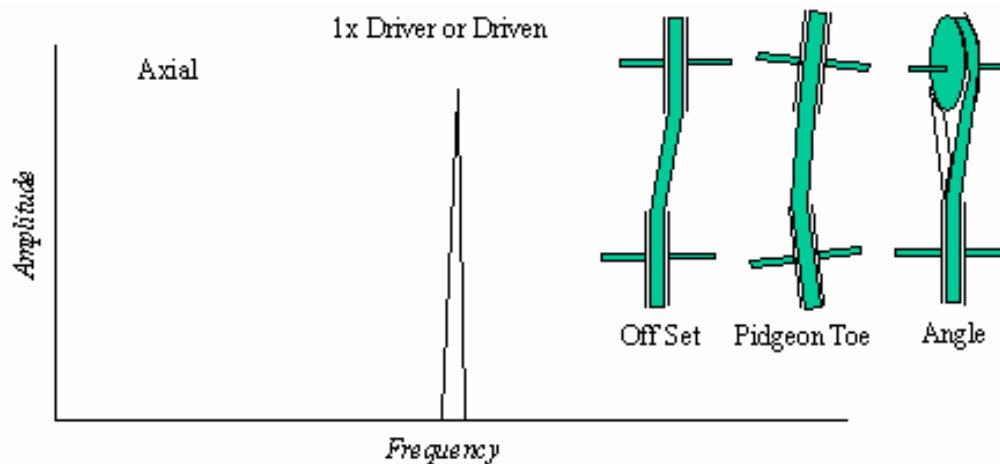


Figura 77. Espectro de frecuencia característico de un desalineamiento entre poleas.

6.11.3 Poleas acanaladas excéntricas.

Las poleas acanaladas excéntricas y/o desequilibradas causan alta vibración a 1x r.p.m. de dicha polea acanalada.

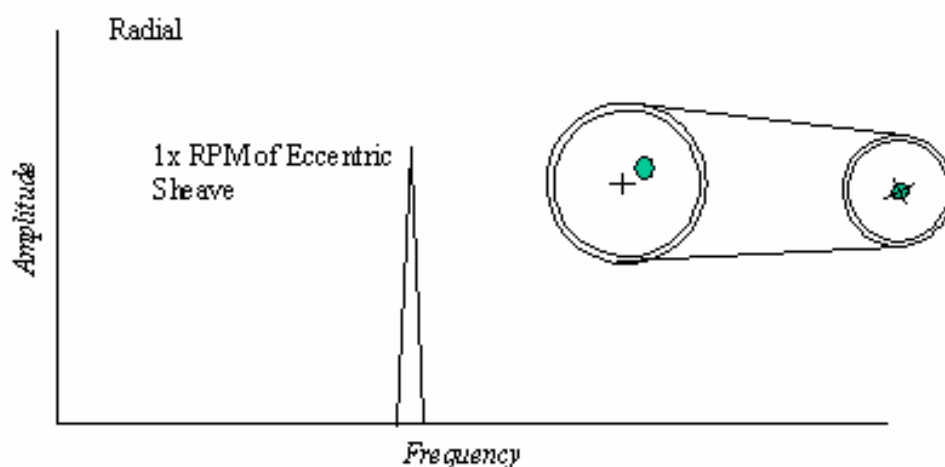


Figura 78. Espectro de frecuencia característico de poleas acanaladas excéntricas.

6.11.4 Resonancia de la correa.

La resonancia de la correa puede causar altas amplitudes si la frecuencia natural de la correa está próxima o coincide, bien con la velocidad de giro del motor o de la máquina conducida. Esta frecuencia natural de la correa puede ser alterada cambiando la tensión o la longitud de la misma.

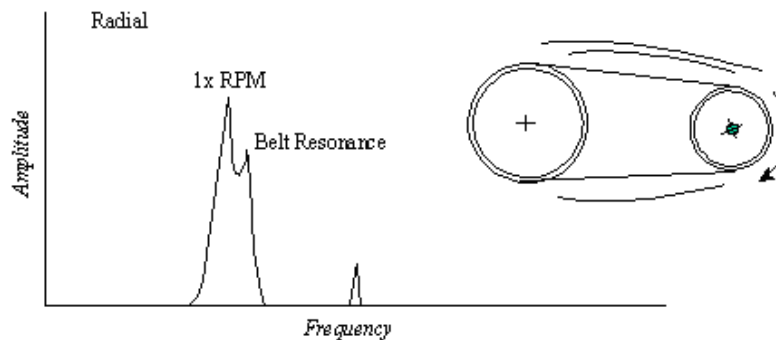


Figura 79. Espectro de frecuencia debido a resonancia de la correa.

6.12 PROBLEMAS HIDRÁULICOS Y AERODINÁMICOS.

6.12.1 Paso de lámina y de paleta.

La frecuencia de paso de lámina, BPF (Blade or Vane Pass Frequency), es igual al número de láminas o paletas *r.p.m. La presencia de BPF en los espectros de frecuencia de bombas, ventiladores y compresores no es indicativa, normalmente, de un problema. Sin embargo, una amplitud elevada a la frecuencia BPF o la de sus armónicos puede ser debido a:

1. El hueco entre las paletas giratorias y los difusores inmóviles no es igual alrededor de toda la vuelta.
2. La coincidencia entre una frecuencia natural del sistema y BPF o sus armónicos.
3. El fallo de la soldadura que sujeta a los difusores.

- La presencia de obstrucciones que perturben la trayectoria del flujo o si el rotor de la bomba o del ventilador se colocan excéntricos dentro de la cubierta.

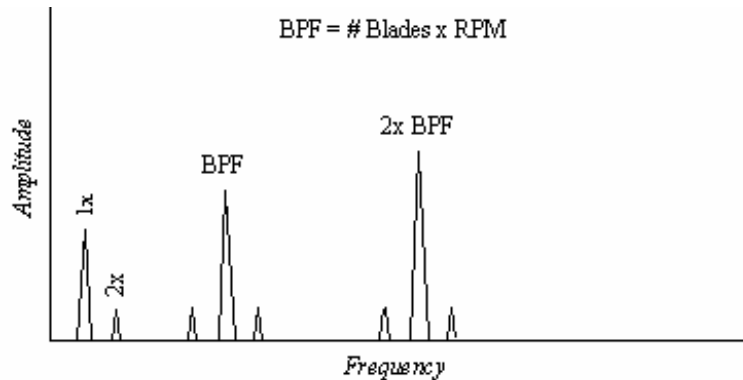


Figura 80. Espectro de frecuencia típico de bombas, compresores, etc.

6.12.2 Turbulencia del flujo.

La turbulencia del flujo ocurre en los sopladores debido a las variaciones en la presión o velocidad del aire que pasa a través del ventilador o línea de trabajo conectada.

Esta interrupción del flujo causa la turbulencia que generará la vibración de frecuencia variable

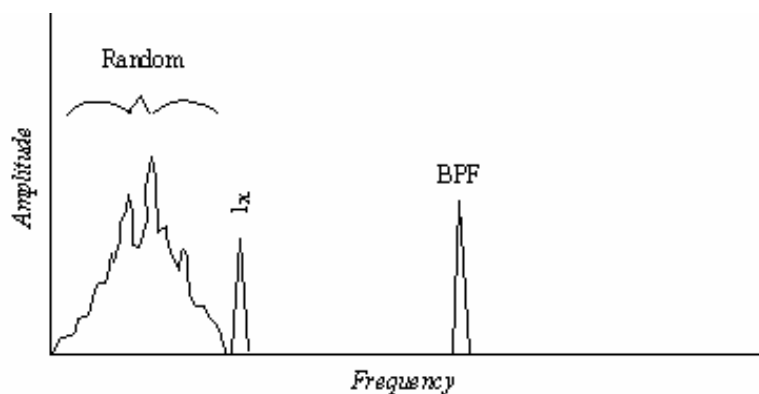


Figura 81. Espectro de frecuencia característico de turbulencias en el flujo.

6.12.3 Cavitación.

La cavitación genera vibración de frecuencia variable y elevada, que suele superponerse a los armónicos de la frecuencia de paso de lámina.

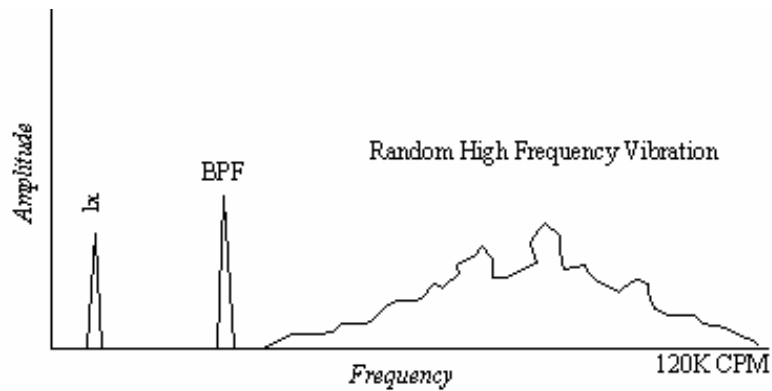


Figura 82. Espectro de frecuencia debido a cavitación.



Capítulo 7

METODOLIGÍA EN EL ANÁLISIS

7.1 ESQUEMA DEL SISTEMA DE MEDIDA.

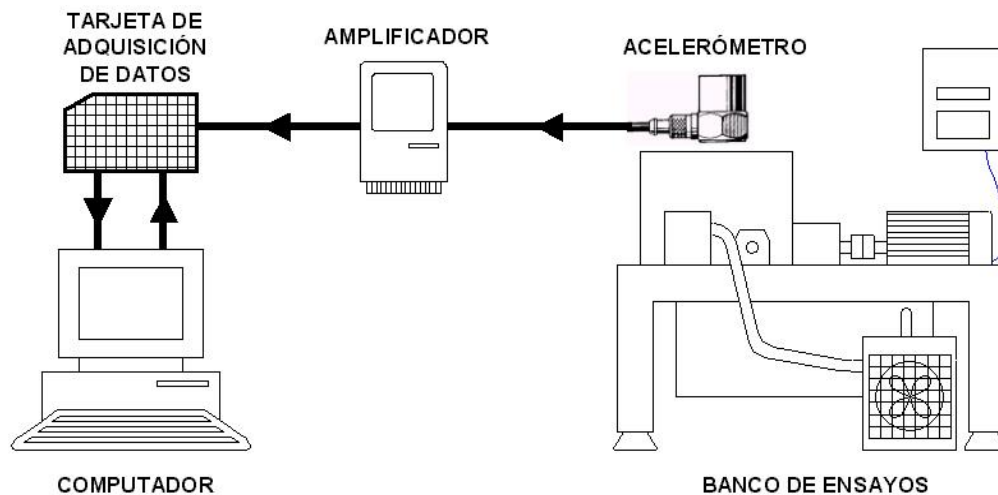


Figura 83. Esquema del sistema de medida

a) Banco de ensayos.

El banco de ensayos consta de la bancada y de la machine fault simulation (MFS). Ésta última se puede dividir a su vez en tres grupos, por un lado tenemos el subconjunto del motor con las pertinentes sujeciones, por otro el sistema de sujeción del eje y finalmente el sistema de sujeción general.

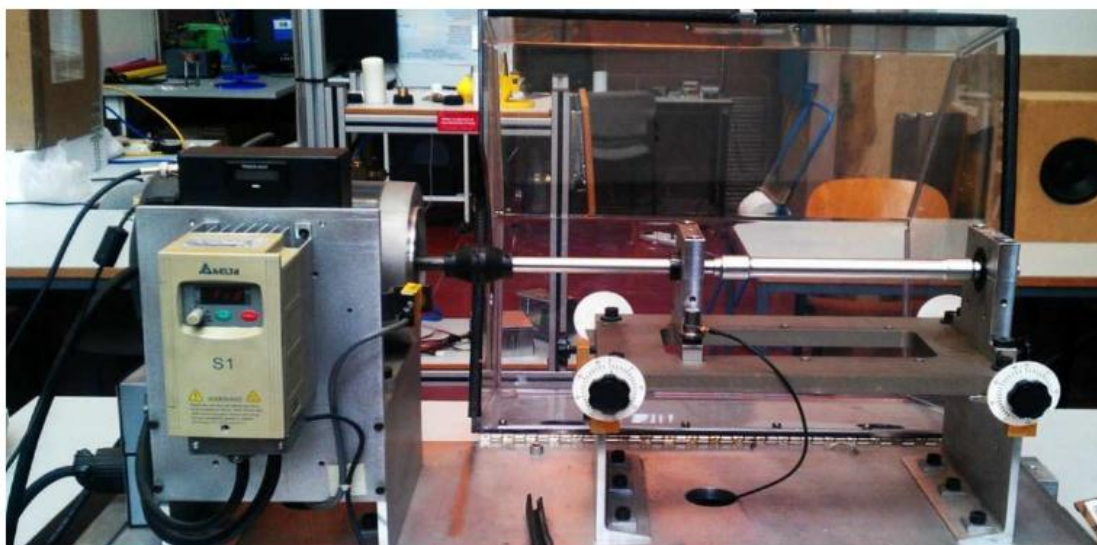


Figura 84. Rotokit con protección abierta.

b) Acelerómetro.

Se ha optado por utilizar un acelerómetro piezoeléctrico como transductor porque se ha comprobado que los acelerómetros piezorresistivos captan el ruido electromagnético (f.e.m. inducida) en ensayos de medida con entornos eléctricos y además es muy difícil aislar la señal electromagnética perturbadora adecuadamente.

Para la correcta toma de medidas de vibraciones se cumplieron una serie de consideraciones:

- La colocación del acelerómetro se debe realizar en una zona limpia y sin rugosidades, de modo que no existan espacios libres entre la superficie del transductor y la superficie del punto de medida.
- Tras cada medida es aconsejable limpiar la base del soporte magnético para evitar la presencia de suciedad que pueda distorsionar la medida.
- Igualmente, la limpieza del conector del acelerómetro y del cable, es fundamental para una correcta medida.
- Se debe asegurar que el soporte magnético está correctamente apretado, para evitar posibles movimientos relativos entre el citado soporte y el acelerómetro.
- No deben presentarse dobleces a lo largo de toda la longitud del cable porque se podría llegar a alterar su resistencia y falsear la medida. Por el mismo motivo, es importante que el apantallamiento del cable no sufra roces o esté deteriorado.
- Durante el proceso de medida, el cable no debe ser sometido a vibración debida a golpeteo ni a tensión mecánica, porque podrían distorsionar las medidas.
- Tras cada serie de medidas se verifican las características del acelerómetro, que previamente ha sido calibrado.

El acelerómetro utilizado en los ensayos se ha colocado lo más cercano a los cojinetes de la máquina, ya que en ese lugar es donde mejor calidad de señal de vibración se obtiene.

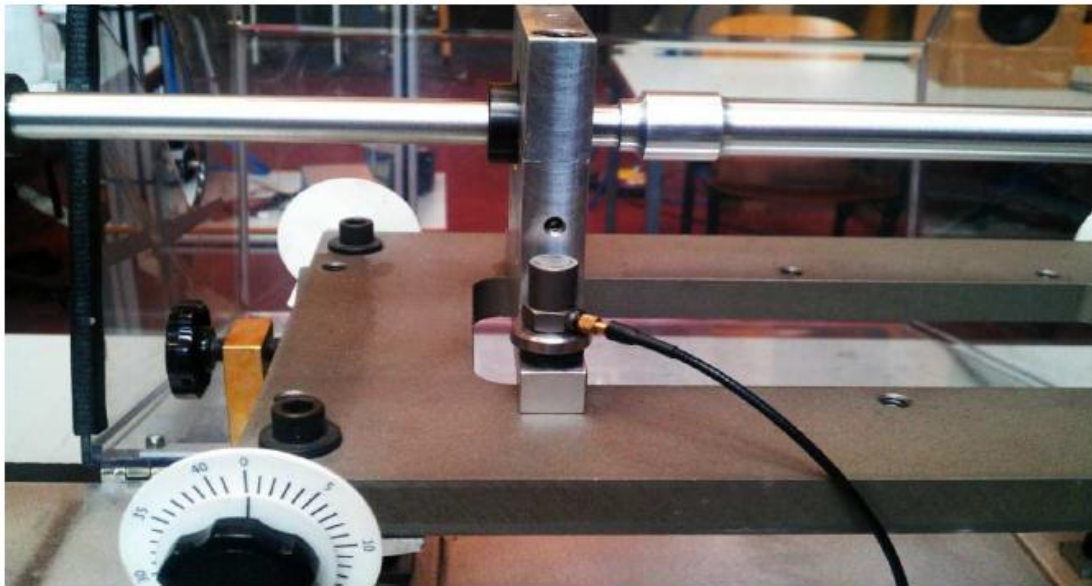


Figura 85. Acelerómetro.

c) Amplificador.

Con el propósito de poder usar las señales tomadas con el acelerómetro, es necesario conectar éste último a unos filtros acondicionadores de señal que preparan la señal para su posterior captura mediante una tarjeta de adquisición de datos.

Las señales alternas, tales como vibración a menudo requieren un tipo diferente de filtros conocidos como un filtro anti-aliasing.

El amplificador utilizado es un B&K 2693 NEXUS, este tipo de amplificador tiene 4 canales y su curva de aceleración es lineal desde una frecuencia próxima a 0,1 Hz hasta 140 KHz.

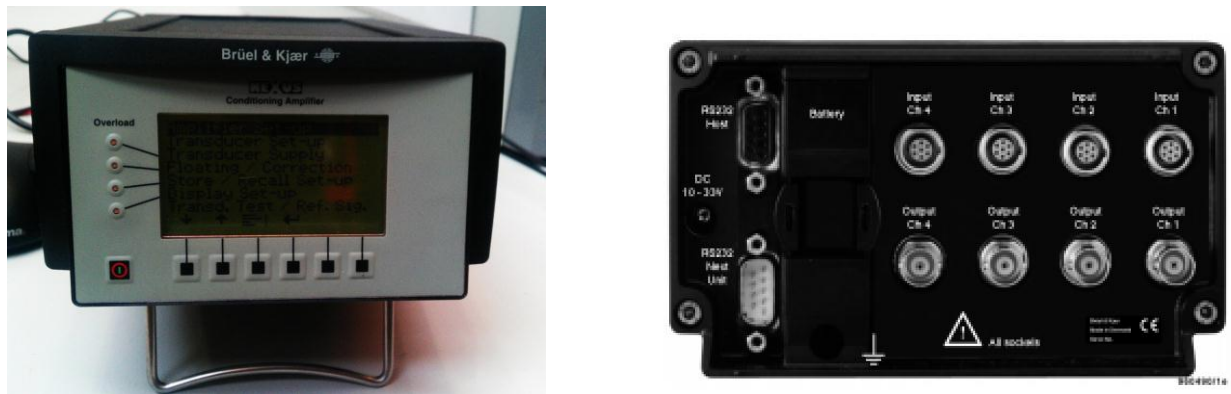


Figura 86. Parte delantera y trasera de amplificador NEXUS.

d) Tarjeta de adquisición de datos.

La tarjeta de adquisición de datos es de la marca Keithley modelo KUSB 3100. Su función es la de convertir la señal analógica adquirida por los sensores en una señal digital para su posterior procesamiento en un ordenador.

La conexión plug-and-play permite que el PC detecte automáticamente el módulo de adquisición de datos KUSB-3100 cuando es conectado al ordenador y busque el software necesario para su funcionamiento.



Figura 87. Tarjeta keithley.

Las características principales de la tarjeta de adquisición de datos se muestran en la siguiente figura.

e) Ordenador

El pc lo utilizamos para la adquisición de datos, una vez la tarjeta digitalizadora ha transformado la señal analógica en una señal discreta, y con la ayuda del software específico que nos permite obtener gráficas de la PSD y espectro de la envolvente, las cuales son necesarias para la realización del proyecto.



Figura 88. Pc utilizado para las mediciones de vibración.

El software utilizado se llama BTOOL, dicho software, es una interfaz gráfica realizada en Matlab®, que permite configurar los parámetros necesarios para el proceso.

7.2 TABLA RESUMEN DE LOS COMPONENTES DEL MODELO.

Tabla 4. Componentes del modelo

SUBCONJUNTO	CANTIDAD	PIEZA	CANTIDAD	MATERIAL
Subconjunto del motor	1	Motor	1	Aluminio 1060
		Soporte horizontal motor	1	Aluminio 1060
		Chapa base motor	1	Aluminio 1060
		Soporte vertical motor	2	Aluminio 1060
		tornillos	12	Acero inoxidable
		Eje motor	1	acero
		Protector caucho	1	poliuterano
Sistema sujeción del eje	1	Pasante superior	2	Aluminio 1060
		Pasante inferior	2	Aluminio 1060
		Cojinetes	2	Acero
		Placa soporte	1	Aluminio 1060
		eje	1	acero
		Tornillos	18	Acero inoxidable
Sistema sujeción general	1	Soporte forma viga	2	Aluminio 1060
		Placa base	1	Aluminio 1060
		Tornillos	6	Acero inoxidable
		Silent Block	6	Caucho

7.3 SOFTWARE EMPLEADO.

7.3.1 Matlab.

MATLAB es un entorno de cálculo técnico de altas prestaciones para cálculo numérico y visualización. Integra:

- Análisis numérico
- Cálculo matricial
- Procesamiento de señales
- Gráficos

El nombre MATLAB proviene de "MATrix LABoratory" (Laboratorio de Matrices). MATLAB fue escrito originalmente para proporcionar un acceso sencillo al software matricial desarrollado por los proyectos LINPACK y EISPACK, que juntos representan lo más avanzado en programas de cálculo matricial. MATLAB es un sistema interactivo cuyo elemento básico de datos es una matriz que no requiere dimensionamiento

MATLAB se utiliza para investigación y para resolver problemas prácticos de ingeniería y matemáticas, con un gran énfasis en aplicaciones de control y procesamiento de señales. MATLAB también proporciona una serie de soluciones específicas denominadas TOOLBOXES. Estas son muy importantes para la mayoría de los usuarios de MATLAB y son conjuntos de funciones MATLAB que extienden el entorno MATLAB para resolver clases particulares de problemas.

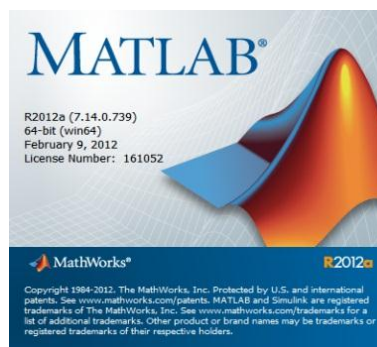


Figura 89. Logo Matlab.

7.4 PROTOCOLO DE MEDIDAS.

7.4.1 Introducción.

En el presente punto se detallará la metodología de ensayos ejecutada para obtener las señales de vibración a estudiar. Dichas señales, serán obtenidas de acelerómetros, a partir de ejes ferroviarios a escala 1/8, ensayados en un banco llamado ROTOKIT, mostrado en la figura



Figura 90. Banco de ensayos ROTOKIT

7.4.2 Cadena de medida y acondicionamiento de la señal.

Las señales, que provienen de un eje ferroviario a escala 1/8, se obtienen de un acelerómetro uniaxial Brüel & Kjaer, modelo 4383. Después se acondicionan debidamente mediante un dispositivo Brüel & Kjaer, Nexus 2693. Dicho elemento de la cadena de medida realiza funciones tanto de amplificación como de filtro, para que la señal llegue de forma adecuada a una tarjeta de adquisición modelo Keithley 3100, que mediante una conexión USB envía los datos un ordenador, que adquiere los datos a través del software específico BTOOL, realizado en Matlab®.

En la figura 2 se puede observar la cadena de medida.

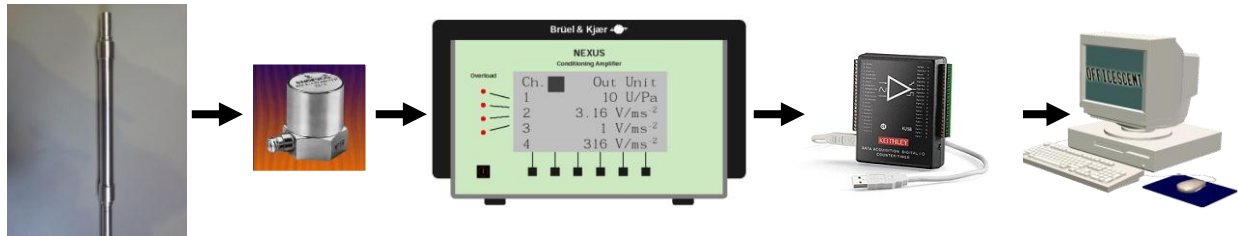


Figura 91. Cadena de medida para los ensayos

7.5 ADQUISICION DE DATOS.

7.5.1 Software BTOOL.

Para la adquisición de los datos, se utilizará un software específicamente realizado para dicha tarea, llamado BTOOL. Dicho software, es una interfaz gráfica realizada en Matlab®, que permite configurar los parámetros necesarios para el proceso.

Centrándonos en el uso dado al software “btool” en este proyecto se podría definir como un sistema de monitorización de adquisición de datos, y para comenzar a usarlo se debe ejecutar la función principal “Btool.m” desde la ventana de comandos del propio programa o pulsando el botón “Run” de la propia función.

Esta función ejecuta al iniciarse una serie de condiciones iniciales imprescindibles para el correcto funcionamiento de la aplicación durante la sesión de trabajo. Declara variables con o sin valor preestablecido relacionadas con el modo de trabajo en el que se encuentra, valores de parámetros, representaciones gráficas, configuraciones iniciales, escaladas e incluso fecha y hora de la sesión iniciada. Estas condiciones primarias son esenciales para poder controlar en todo momento el flujo de información y garantizan que no haya errores en los diferentes modos de trabajo, no produciéndose duplicados de ellas y de esta manera se pueda tener un control total de todas las variables al intercambiarse de un fichero a otro.

Una vez establecidas dichas condiciones de inicio, se lanza el panel de control de la interfaz gráfica principal donde se dispone de varios menús contextuales que permiten al usuario elegir entre los diferentes modos de trabajo o realizar la carga de una sesión de trabajo anterior.

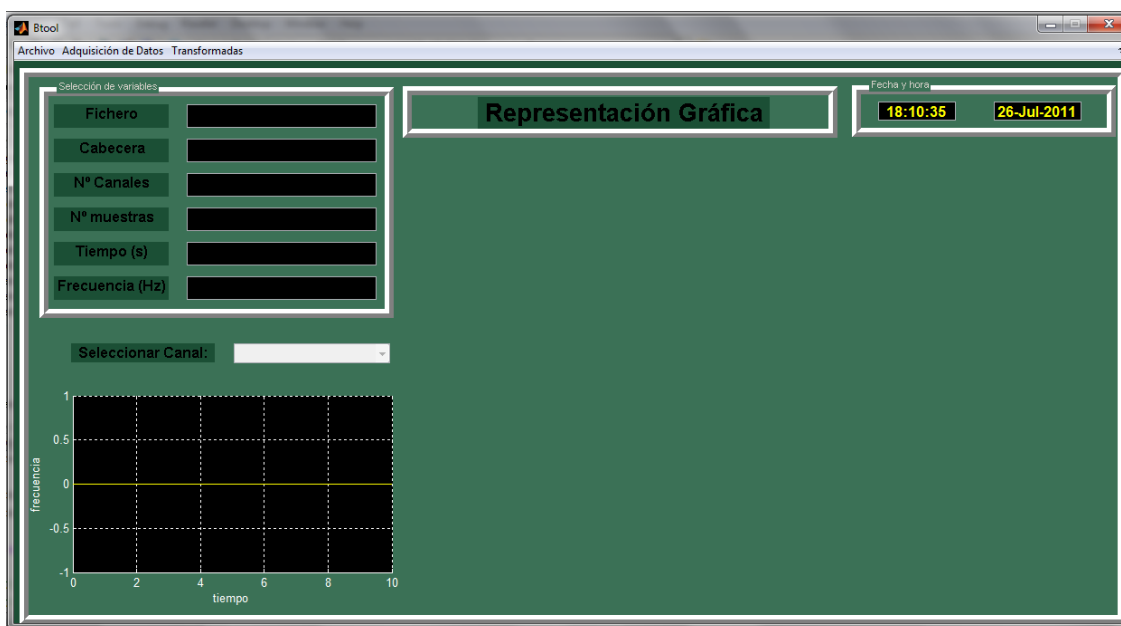


Figura 92. Panel de control de Btool

A partir de aquí el usuario tiene varias opciones para realizar la adquisición de datos de las vibraciones. En la pestaña “adquisición de datos” del panel los diferentes modos de trabajo que puede seleccionar el operario son el modo “KEITHLEY”, modo “Micrófono” o modo “Simulación”.

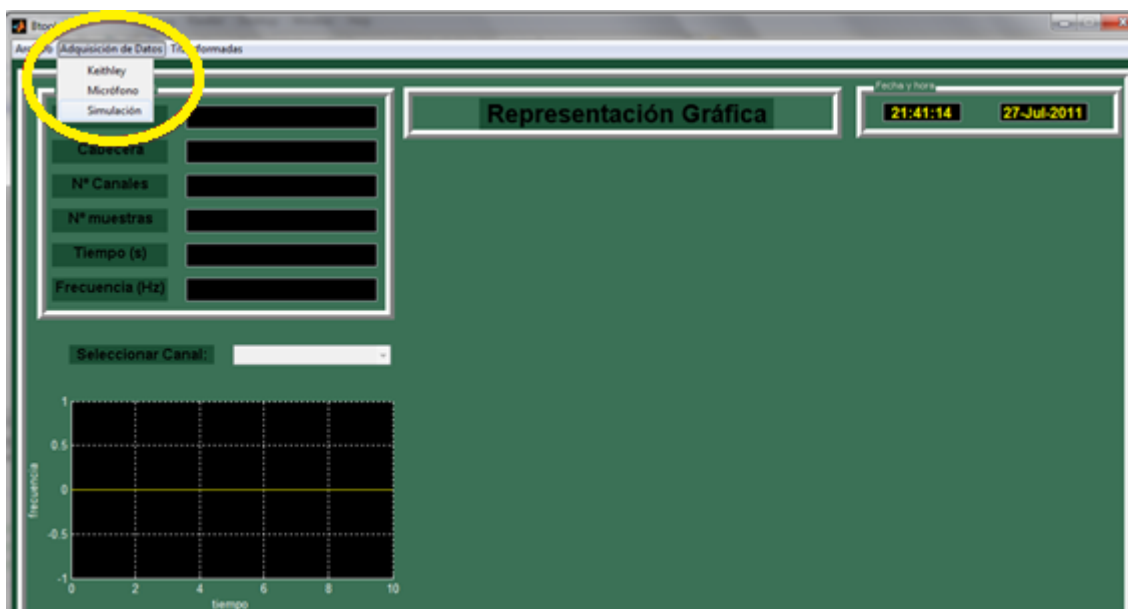


Figura 93. Pestaña de adquisición de datos Btool.

En nuestro caso escogemos la opción de automático

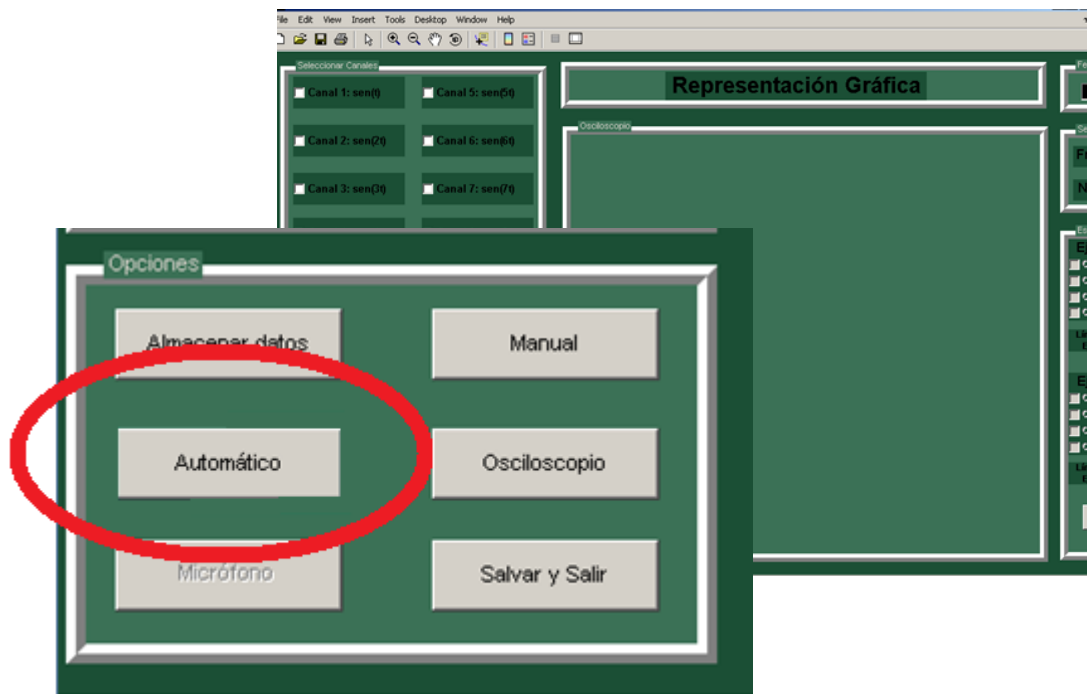


Figura 94. Elección de opción automática en Btool.

El siguiente panel que se abre es el de la configuración de la tarjeta de adquisición, en el cual seleccionamos la opción “auto” para que se rellenen de forma automática todos los parámetros de medición. Aparte tenemos que señalar en canal correspondiente por el que se adquiere la información, en este caso el canal 1

El siguiente paso es entrar en “número de ciclos”.



Figura 95. Opciones de configuración de tarjeta en Btool.

En el número de ciclos introducimos 100 ciclos con un intervalo de un segundo entre ciclos, ya que es el mínimo tiempo posible que el programa te permite poner.

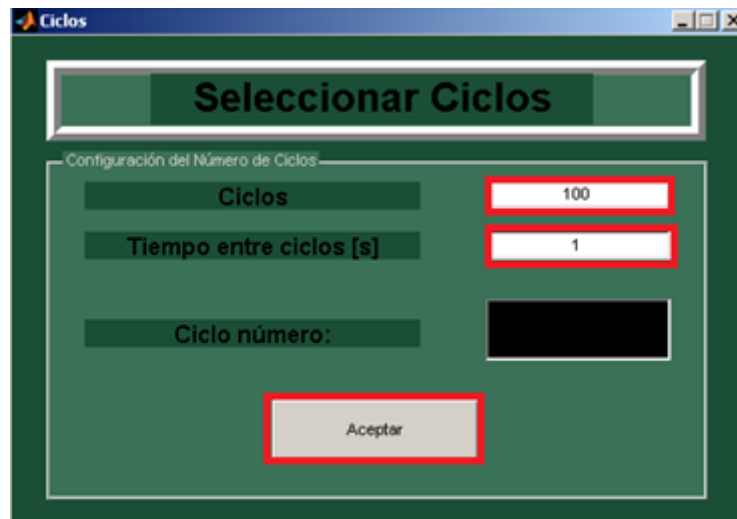


Figura 96. Ventana de introducción de ciclos en Btool.

A partir de este momento el programa empieza a obtener datos provenientes del acelerómetro, pasando por el transductor y la tarjeta Keithley, hasta que al llegar al ciclo número 100 el programa muestra una pantalla con una representación gráfica obtenida de la medición.

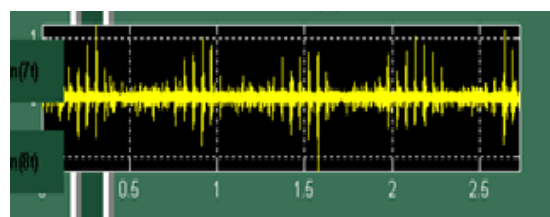


Figura 97. Representación gráfica de Btool una vez terminados 100 ciclos.

En resumen podríamos decir que en este software cada uno de los modos de trabajo ejecuta en primer lugar una función propia para que determine los parámetros iniciales correctos para su perfecta ejecución.

Posteriormente, una vez establecidos las condiciones necesarias todos los modos de trabajo desembocan en la ejecución de la misma función "Allchannels.m", que es la interfaz gráfica más importante de toda la herramienta.

En ella se dispone de multitud de opciones, funcionalidades y utilidades diversas para que el usuario pueda realizar una buena captación y adquisición de señal y acto seguido disponer de múltiples herramientas para poder realizar un buen tratamiento de la señal acorde a sus necesidades.

A continuación, se muestra la interfaz gráfica de “Allchannels.m” y se detallan cuáles son las principales partes que el usuario necesita dominar para poder trabajar con la herramienta.

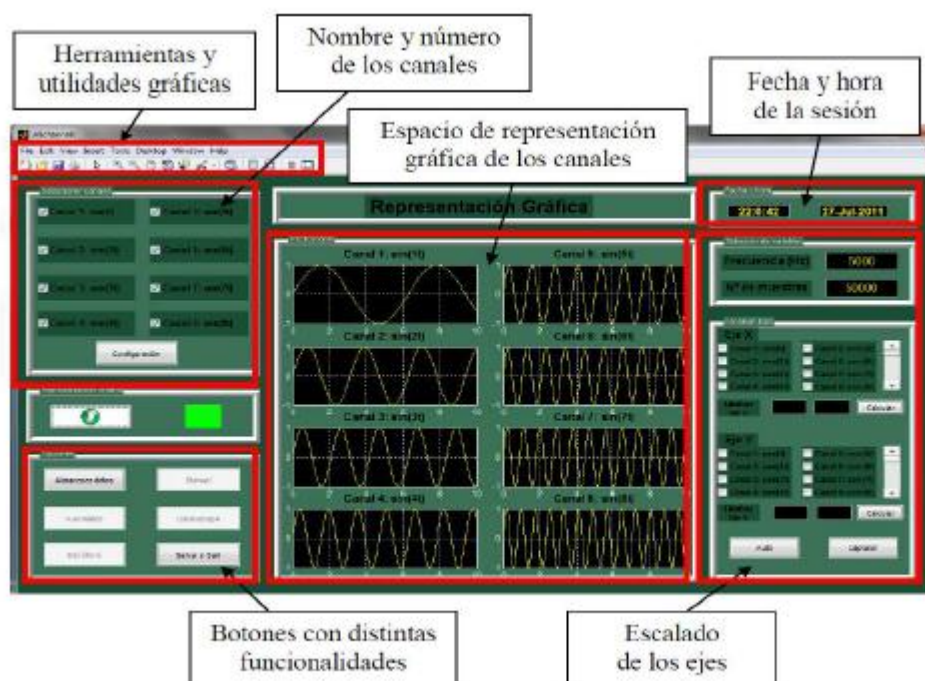


Figura 98. Interfaz gráfica “Allchannels.m”

Las opciones básicas del software Btool quedarían resumidas esquemáticamente de la siguiente forma:

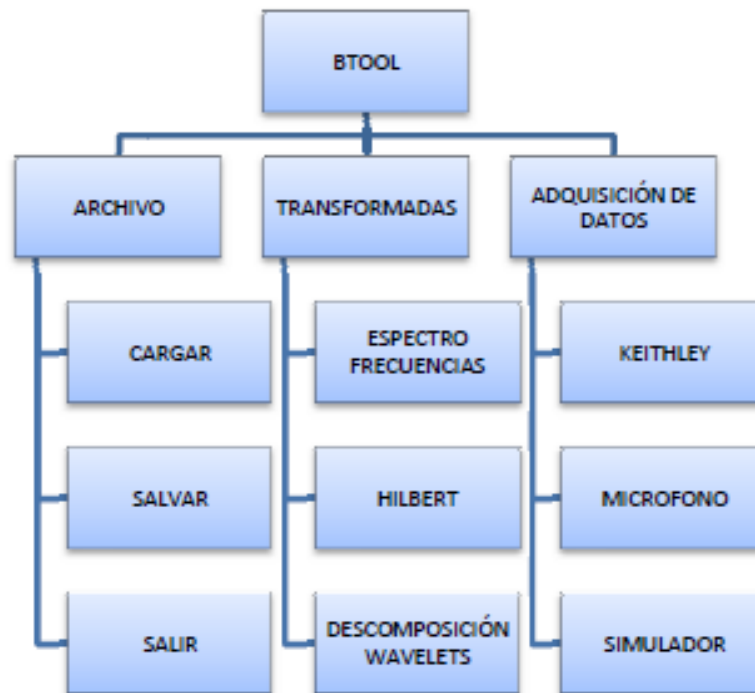


Figura 99. Esquema de las opciones principales de Btool.

7.5.2 Software ADEVI.

Una vez concluida esta parte del análisis, el siguiente paso es la utilización de otro software llamado ADEVI, que nos permitirá obtener las gráficas correspondientes a la PSD para su posterior análisis.

Este software se utiliza para transformar los registros temporales obtenidos anteriormente en registros representados en el dominio de la frecuencia. Este proceso es posible gracias a la aplicación de la transformada de Fourier.

La aplicación ADEVI (análisis de vibraciones) está diseñada para el análisis y simulación de señales vibratorias en elementos rodantes de manera rápida e intuitiva. Principalmente puede realizar tres funciones principales:

1. Analizar señales vibratorias contenidas en ficheros, cuyos datos han sido captados en ensayos realizados en maquinaria.
2. Simular señales vibratorias que serían excitadas en un rodamiento funcionando con diferentes tipos de defectos, a partir de los parámetros característicos del sistema.

3. Simular señales vibratorias que serían excitadas en una pareja de engranajes funcionando con diferentes tipos de defectos, a partir de los parámetros característicos del sistema.

Por otro lado, contiene unas herramientas muy útiles para el análisis de la señal vibratoria, pudiendo representar la señal temporal y la frecuencial. Para esta última cuenta con los métodos de la FFT, la Envolvente, la Transformada de Hilbert y la transformada de Wavelet. También contiene un módulo de análisis estadístico que permite precisar mejor la muestra que se va a analizar.

El programa utiliza ventanas gráficas para la interacción con el usuario, lo que permite un seguimiento visual y de mayor facilidad para el mismo.

Hay que tener en cuenta que en el presente proyecto no se ha hecho uso del programa completo, lo que se ha hecho es configurar una aplicación específica en Matlab® que se centra en el análisis de la señal de vibración, usando la FFT y obteniendo como resultado un gráfico, donde el eje y es la densidad de potencia espectral y por otro lado el eje x representa la frecuencia.

Visualmente los pasos seguidos para la obtención de las gráficas en el dominio de la frecuencia se muestran a continuación:

1. En primer lugar ejecutamos el archivo “examinar82” que nos llevará directamente al menú de inicio de ADEVI.

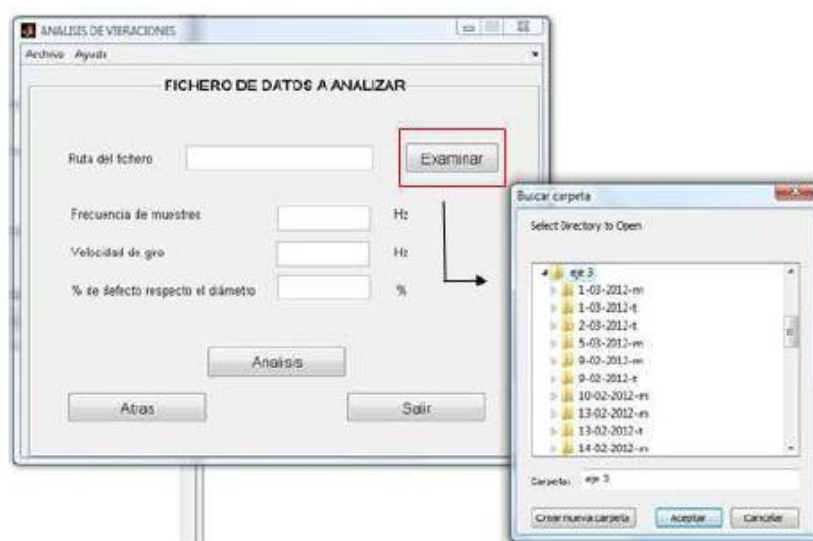


Figura 100. Imagen del menú de ADEVI.

2. Pinchando en la pestaña “examinar” buscamos el directorio en el que tenemos los datos del eje ordenados por fechas. A continuación completamos la información del menú con las características correspondientes.

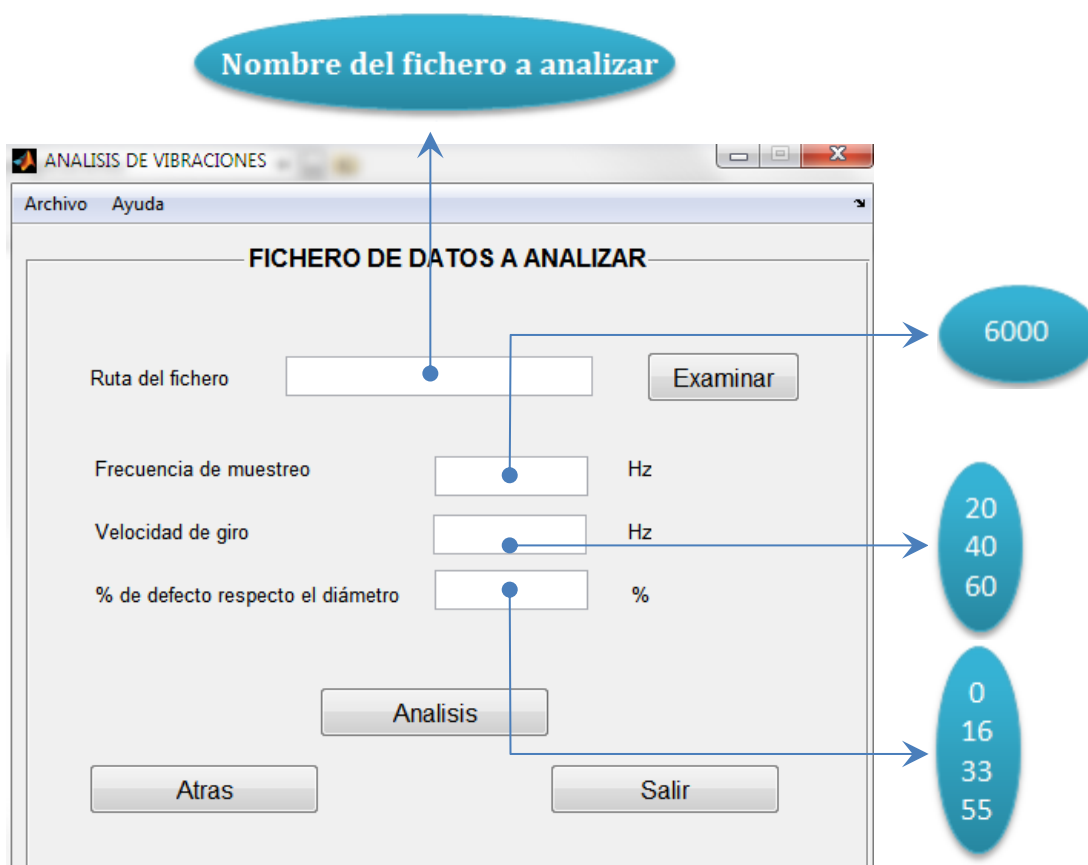


Figura 101. Imagen de interfaz ADEVI.

3. Para conocer las gráficas le damos a “graficas” y nos dan opciones de la PSD, ESPECTRO ENVOLVENTE y FFT. en nuestro caso utilizaremos la PSD

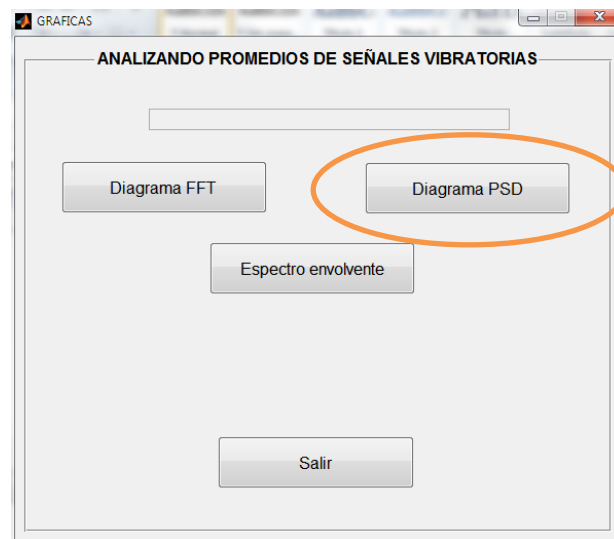


Figura 102. Figura de interfaz ADEVI.

4. Una vez que hemos seleccionado la PDS tendremos una PSD por cada 100 archivos analizados y por cada velocidad asignada.

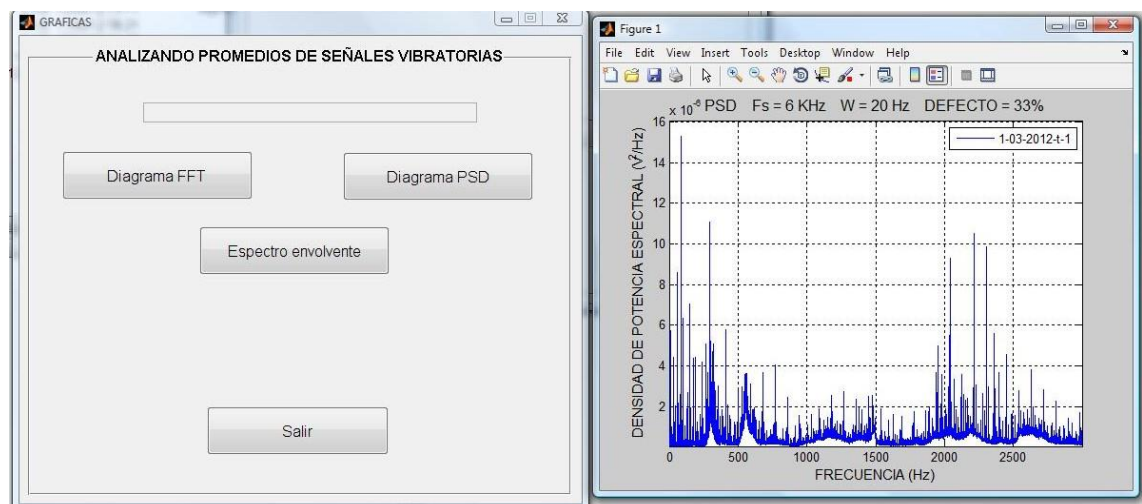


Figura 103. Figura de representación frecuencial en ADEVI.

A su vez el programa ADEVI guarda la siguiente información de cada directorio:





 1-03-2012-m-1-PSD	28/08/2012 19:25	Imagen de Paintbr...	32 KB
 1-03-2012-m-1-PSD	28/08/2012 19:25	MATLAB Figure	125 KB
 1-03-2012-m-1-PSD	28/08/2012 19:25	MATLAB MAT-file	227 KB
 S1-03-2012-m-1	28/08/2012 19:25	Documento de tex...	544 KB

Figura 104. Imagen de información obtenida a partir de ADEVI.

Se trata de información relacionada con el diagrama de la PSD representado anteriormente, se guarda como imagen de “Paint”, y como figura de Matlab®. Además se guarda un archivo en formato ASCII que contiene la siguiente información:

S1-03-2012-m-1 - Bloc de notas	
Archivo	Edición Formato Ver Ayuda
0.0000000e+000	1.8408407e-004
3.6623329e-001	1.4806043e-007
7.3246658e-001	1.4383302e-007
1.0986999e+000	1.4834300e-007
1.4649332e+000	3.2356575e-007
1.8311665e+000	1.6705172e-007
2.1973997e+000	1.1445779e-007
2.5636330e+000	1.5142941e-007
2.9298663e+000	1.4944437e-007
3.2960996e+000	1.4656909e-007
3.6623329e+000	1.3848645e-007
4.0295662e+000	7.5636033e-007

Figura 105. Información de archivo.txt.

Esto representa una matriz de 16384 puntos de la gráfica de la PSD representada por la aplicación de ADEVI

7.5.3 Otros softwares utilizados.

A partir aquí hay que considerar que hay mucha cantidad de información, y que el software ADEVI ha transformado los datos del dominio del tiempo al dominio de la frecuencia, introduciendo dichos datos en ADEVI fichero por fichero. Tras una observación detallada de las gráficas resultantes se ha comprobado que existe mucha dispersión, la solución para esto es realizar una aplicación en Matlab® que realice el promedio de los datos correspondientes al archivo “txt” elcual contiene las matrices formadas por los puntos que describen las señales de vibración en el dominio de la frecuencia obtenidas mediante el programa ADEVI.

La ventaja de esta aplicación es que permite introducir los datos por carpetas, y no fichero a fichero como lo hace ADEVI. Por lo tanto antes de introducir los datos colocamos toda la información por carpetas ordenadas por defectos y a su vez por velocidades de rotación, de la siguiente forma:

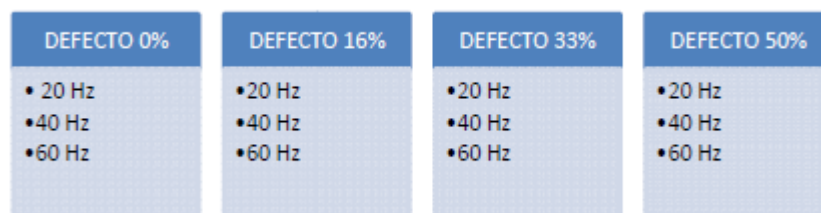


Figura 106. Jerarquía para ordenar los datos de ADEVI por carpetas.

Tras este proceso se obtienen 12 archivos de tipo m.file formados por las matrices promedio. De esta manera se ha conseguido obtener, por ejemplo, un solo archivo que recoge todas las medidas con nivel de defecto 0%, y con velocidad de rotación 20Hz de todo el proceso de medida. Y así sucesivamente para los demás casos.

El siguiente software utilizado permite hacer una representación gráfica (PSD-frecuencia) de los archivos de matrices promedio comentados anteriormente. Por otro lado dicho software se ha editado para que pueda leer cuatro carpetas simultáneamente, con la finalidad de representar en una misma gráfica la señal promedio de cuatro tipos de señal con características diferentes. En nuestro caso representamos cuatro señales con la misma velocidad de rotación, pero con diferentes niveles de defecto. Además, como se explicará detalladamente más adelante, el propósito de nuestro estudio es, aparte de realizar un promedio de la señal y hacer un acumulado de la misma, es aplicar bandas de frecuencia a la señal de vibración promedio que hemos obtenido anteriormente con un ancho de incremento frecuencial (ancho de la banda de frecuencia) determinado. La finalidad de esto es realizar un filtro en la señal vibratoria escogiendo, en primer lugar, el ancho de incremento frecuencial, cuyo valor se introduce en la aplicación editada en Matlab®, para posteriormente calcular el valor promedio acumulado de frecuencia existente en cada banda de frecuencia y representarlo gráficamente.

Otras características de este software son que permite representar la señal en escala decimal o logarítmica. Con esto se consigue eliminar prácticamente las señales aleatorias provenientes del ruido exterior, rodamientos defectuosos, u otras causas, y tener una señal limpia y clara para poder realizar un correcto análisis.

7.6 TRATAMIENTO DE DATOS.

7.6.1 Introducción.

Mediante la utilización de un eje ferroviario (con o sin defecto) asociado a un acelerómetro adecuado que permite establecer el tipo de vibraciones que se desea obtener y controlar las mismas, se simulan distintas condiciones de operación de la pieza bajo ensayo. De esta manera, se caracteriza dinámicamente y se verifica la funcionalidad del eje correspondiente. Una vez montado el modelo de ensayo en el banco de ensayo, se registra y analiza el comportamiento dinámico mediante una tarjeta de adquisición ya programada para dicho estudio. Las mediciones y los subsiguientes análisis en el dominio del tiempo y la frecuencia de las señales obtenidas, en nuestro caso son los gráficos espectrales de frecuencia, permiten determinar comportamientos dinámicos no previstos y daños incipientes.

7.6.2 Tratamiento de los datos.

Con el fin de eliminar ruido, se llevará a cabo un tratamiento de los datos, consistente en un promediado de los mismos. De esta manera, los aspectos no periódicos y los ruidos tenderán a cancelarse, [1]. Al no sincronizar el inicio de todas las medidas, para que tengan lugar siempre desde la misma posición del eje y en las mismas condiciones, habrá que tener en cuenta que no se puede hacer un promediado de las señales temporales, comúnmente utilizado y denominado promediado sincrónico (Time Synchronous Average, TSA). Por esta razón, el promediado (no sincrónico), habrá de realizarse una vez que se haya eliminado la información temporal. Es decir, cada vez que se quiera calcular un funcional.

Por razones estadísticas, se realizará un promedio de los 100 funcionales de 100 señales tomadas de forma consecutiva, con el fin, como se ha dicho, de eliminar parámetros no periódicos y ruido. Este tratamiento se realizará para todos los funcionales estudiados. Por lo tanto, cada vez que se habla de realizar una medida, en realidad se harán 100 consecutivas con las condiciones que se explican a continuación.

7.6.3 Especímenes ensayados.

Los especímenes son ejes ferroviarios a escala 1/8. Dichos ejes serán ensayados en distintas condiciones, con el fin de encontrar cuales son los patrones de eje sano los de eje con defecto, con el fin de encontrar las diferencias.

De esta manera, los especímenes ensayados tendrán las siguientes condiciones:

- Eje sano – Sin defecto.
- Eje fisurado en su posición central, al 16% de su diámetro.
- Eje fisurado en su posición central, al 33% de su diámetro.
- Eje fisurado en su posición central, al 50% de su diámetro.

Las fisuras tienen un grosor de 1mm, como se muestra en la figura 3.



Figura 107. Especimen fisurado al 16% de su diámetro

El motivo por el que se han realizado estas fisuras es encontrar cuales son los patrones de eje sano, y los patrones de eje con defecto, con el fin de encontrar las diferencias.

Mediante la aplicación Btool se recogen los espectros temporales de 100 registros de señales tomadas de forma consecutiva. Por lo tanto, cada vez que se habla de realizar una medida, en realidad se harán 100 consecutivas con unas condiciones predeterminadas. La señal de vibración obtenida, será muestreada

siempre a la frecuencia de 6000Hz, ya que se ha comprobado que más allá de 3000Hz apenas aparecen frecuencias en el sistema analizado, por otro lado la longitud de la señal será de 16384 puntos. Aparte de esto, por medio del acondicionador de señal, se aplica tanto un filtro paso bajo de 3KHz, como un filtro paso alto de 0.1Hz.

7.6.4 Condiciones de ensayo.

Los ensayos realizados son ejecutados a tres niveles de velocidad:

- 20 Hercios
- 40 Hercios
- 60 Hercios

Con lo que se pretende comprobar si los efectos se hacen más claros con la velocidad creciente o decreciente.

Las fases de una sesión de medida están bien establecidas con el fin de que la similitud de las condiciones sean lo mayor posibles.

7.6.5 Fases del protocolo de medidas.

Dichas fases se enumeran a continuación:

1. Comprobación del montaje de la cadena de medida, así como posiciones de los elementos de medida, cables, espécimen, etc.
2. Cerrar la compuerta de seguridad, y arrancar el motor para que se caliente, y todos los ensayos se realicen a la temperatura de régimen permanente.
3. Comprobar que los parámetros del acondicionador de señal están ajustados, (filtros, ganancia, y sensibilidad).

- Filtro de paso bajo: 0,1 Hz
- Filtro de paso alto: 3KHz
- Sensibilidad: 3,172 pC/ms-2
- Ganancia: 10mV/V

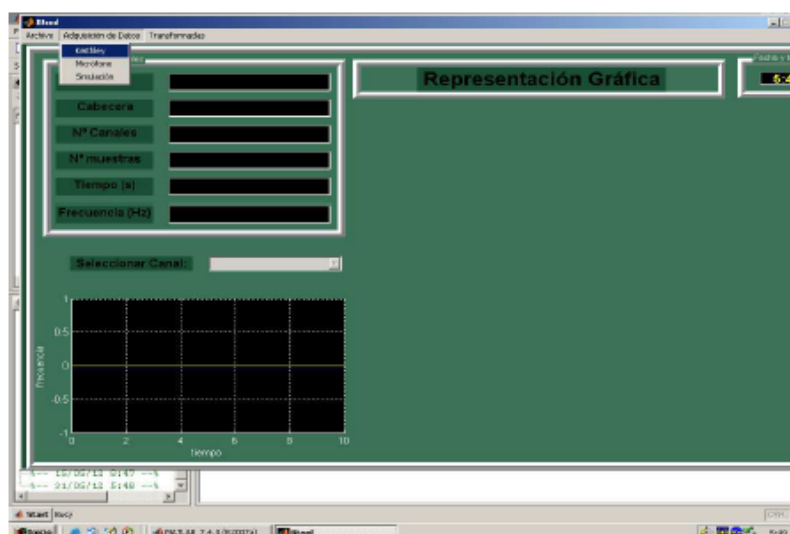
4. Cuando la temperatura sea la adecuada, arrancar el programa de adquisición BTOOL, fijar que el número de ciclos a medir será 100 (como ya se ha comentado), la frecuencia de muestreo y la longitud de la señal, y comenzar a medir.

Las condiciones de operación siempre van a ser:

- Frecuencia de muestreo: 6000Hz
 - Número de puntos en cada medida: 16384
 - Las medidas se realizarán variando la velocidad del motor según la siguiente secuencia: 20 HZ, 40HZ, 60HZ, 20HZ, 40HZ, 60HZ.
5. Rellenar el formulario correspondiente a la fecha, condiciones de ensayo, y especímen, y guardar las medidas.

[illegible]

PASO 2. A continuación, una vez la aplicación se abre, seleccionamos la tarjeta Keithley como sistema de adquisición de datos.



Título: Registro y análisis vibratorio de un eje ferroviario a escala para defectología 159 | P á g .

PASO 3. En el apartado de opciones elegimos el modo “automático”.

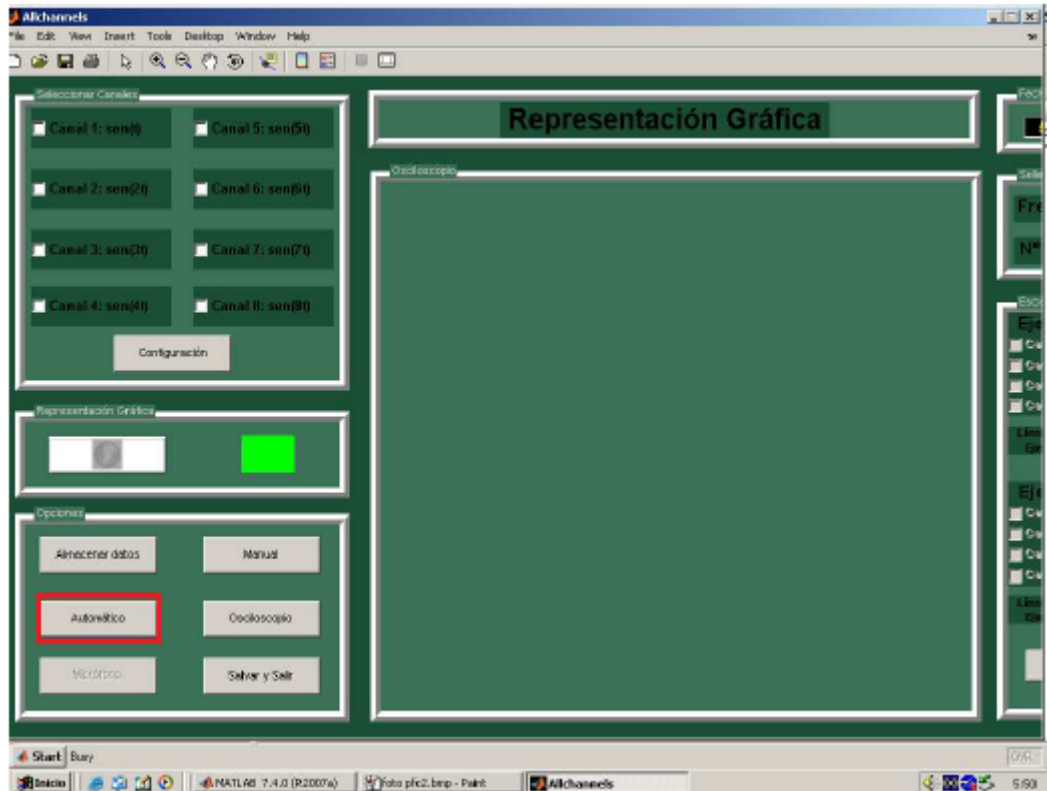


Figura 110. Elección de opción automática en Btool.

PASO 4. El siguiente panel que se abre es el de la configuración de la tarjeta de adquisición, en el cual seleccionamos la opción “auto” para que se rellenen de forma automática todos los parámetros de medición. Aparte tenemos que señalar en canal correspondiente por el que se adquiere la información, en este caso el canal 1.

El siguiente paso es entrar en “número de ciclos”:

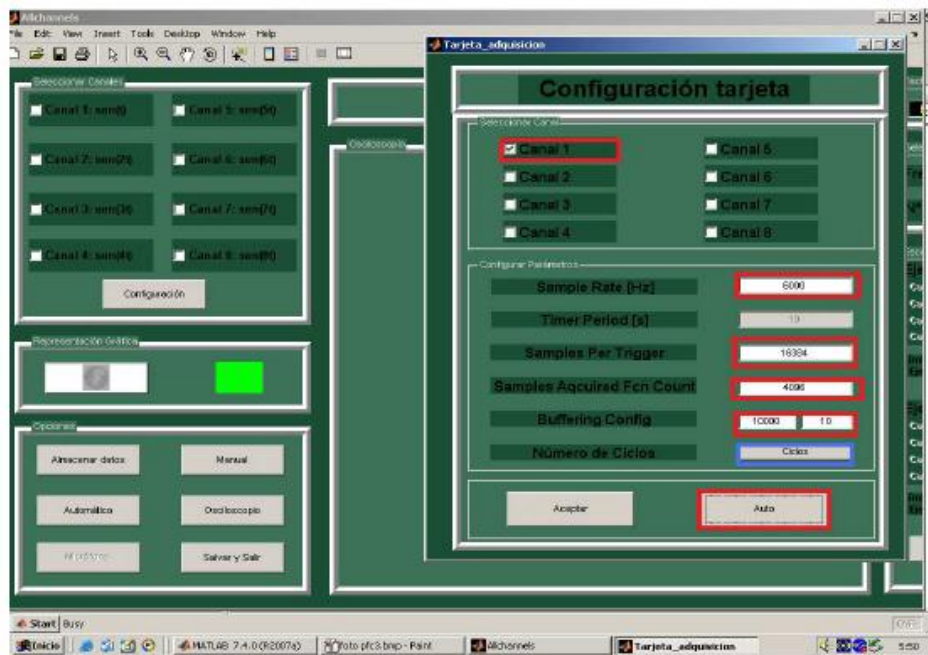


Figura 111. Opciones de configuración de tarjeta en Btool.

PASO 5. En la ventana correspondiente al número de ciclos introducimos los datos deseados, en nuestro caso concreto siempre elegimos 100 ciclos con un intervalo de un segundo entre ciclos, ya que es el mínimo tiempo posible que el programa te permite poner.

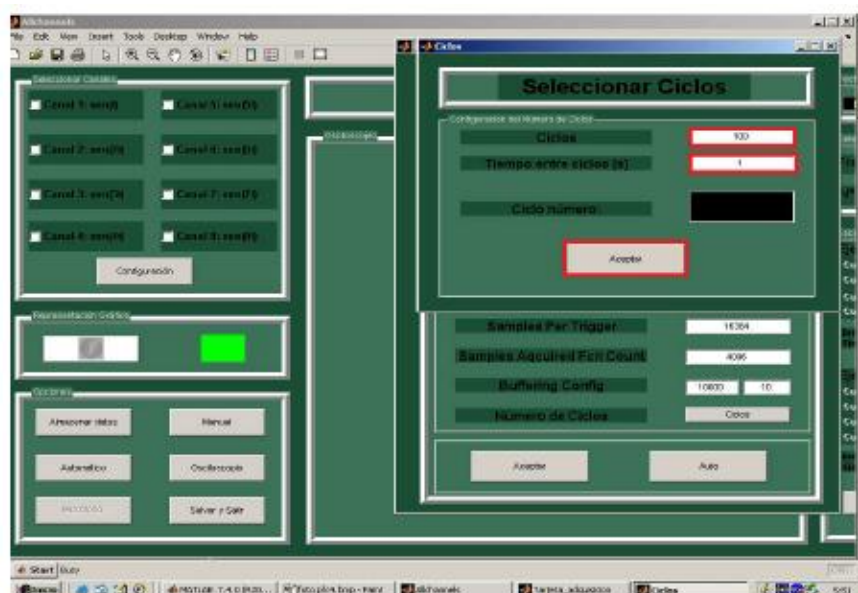


Figura112. Ventana de introducción de ciclos en Btool.

A partir de este momento el programa empieza a obtener datos provenientes del acelerómetro, pasando por el transductor y la tarjeta Keithley, hasta que al llegar al ciclo número 100 el programa muestra una pantalla con una representación gráfica del espectro obtenido en la medición.

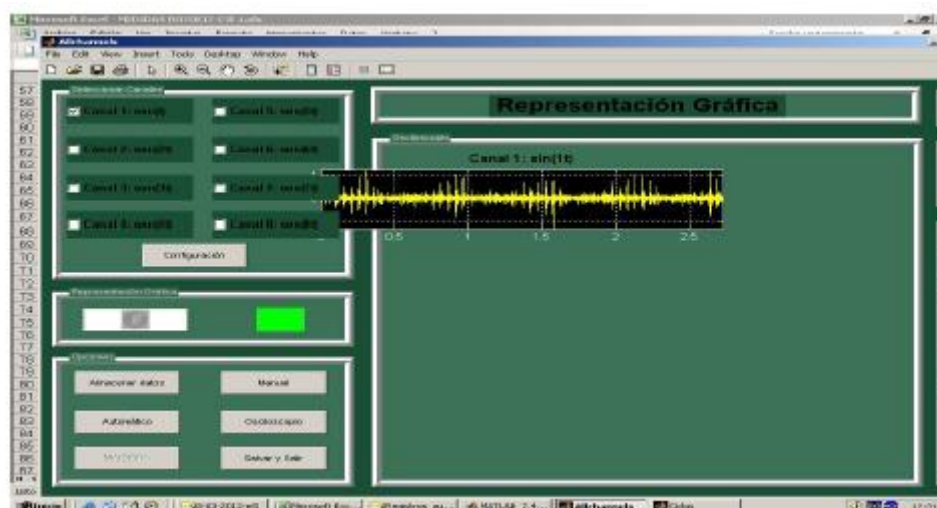


Figura 113. Representación gráfica de Btool una vez terminados 100 ciclos.

Una vez concluida la primera parte del análisis encontramos que la información recopilada ha sido una colección de carpetas, las cuales quedan ordenadas por las fechas en las que se ha realizado una medición determinada. Dentro de cada carpeta se encuentran los 100 registros correspondientes a los 100 ciclos medidos por la aplicación Btool. Teniendo en cuenta que para cada eje se han tomado 234 series aproximadamente, se han reunido 23400 espectros temporales. Por lo tanto en este momento la cantidad de datos registrada es 100 registros en cada serie, al tener 16384 datos en cada registro y 23400 registros tenemos aproximadamente 383 millones de datos para cada eje.

A continuación se realiza el cambio al dominio de la frecuencia mediante el software ADEVI siguiendo las pautas detalladas en el apartado de software para la adquisición de datos referente al software ADEVI. En cuanto a datos obtenidos son de nuevo 23400 espectros característicos de la densidad de potencia espectral, esta vez en el dominio de la frecuencia. El siguiente paso es ordenar los datos en carpetas por defectos, y a su vez por velocidad de rotación, para posteriormente realizar el promedio de cada carpeta. Por lo tanto el resultado final son 12 archivos correspondientes a:

- Archivo promedio de defecto 0% y velocidad de rotación 20 Hz.
- Archivo promedio de defecto 0% y velocidad de rotación 40 Hz.
- Archivo promedio de defecto 0% y velocidad de rotación 60 Hz.
- Archivo promedio de defecto 16% y velocidad de rotación 20 Hz.
- Archivo promedio de defecto 16% y velocidad de rotación 40 Hz.
- Archivo promedio de defecto 16% y velocidad de rotación 60 Hz.
- Archivo promedio de defecto 33% y velocidad de rotación 20 Hz.
- Archivo promedio de defecto 33% y velocidad de rotación 40 Hz.
- Archivo promedio de defecto 33% y velocidad de rotación 60 Hz.
- Archivo promedio de defecto 50% y velocidad de rotación 20 Hz.
- Archivo promedio de defecto 50% y velocidad de rotación 40 Hz.
- Archivo promedio de defecto 50% y velocidad de rotación 60 Hz.

Finalmente lo que se consigue es una gráfica donde se compara defectos para una velocidad, mediante la PSD acumulada. Este proceso se realiza mediante la aplicación editada en Matlab® explicada anteriormente.

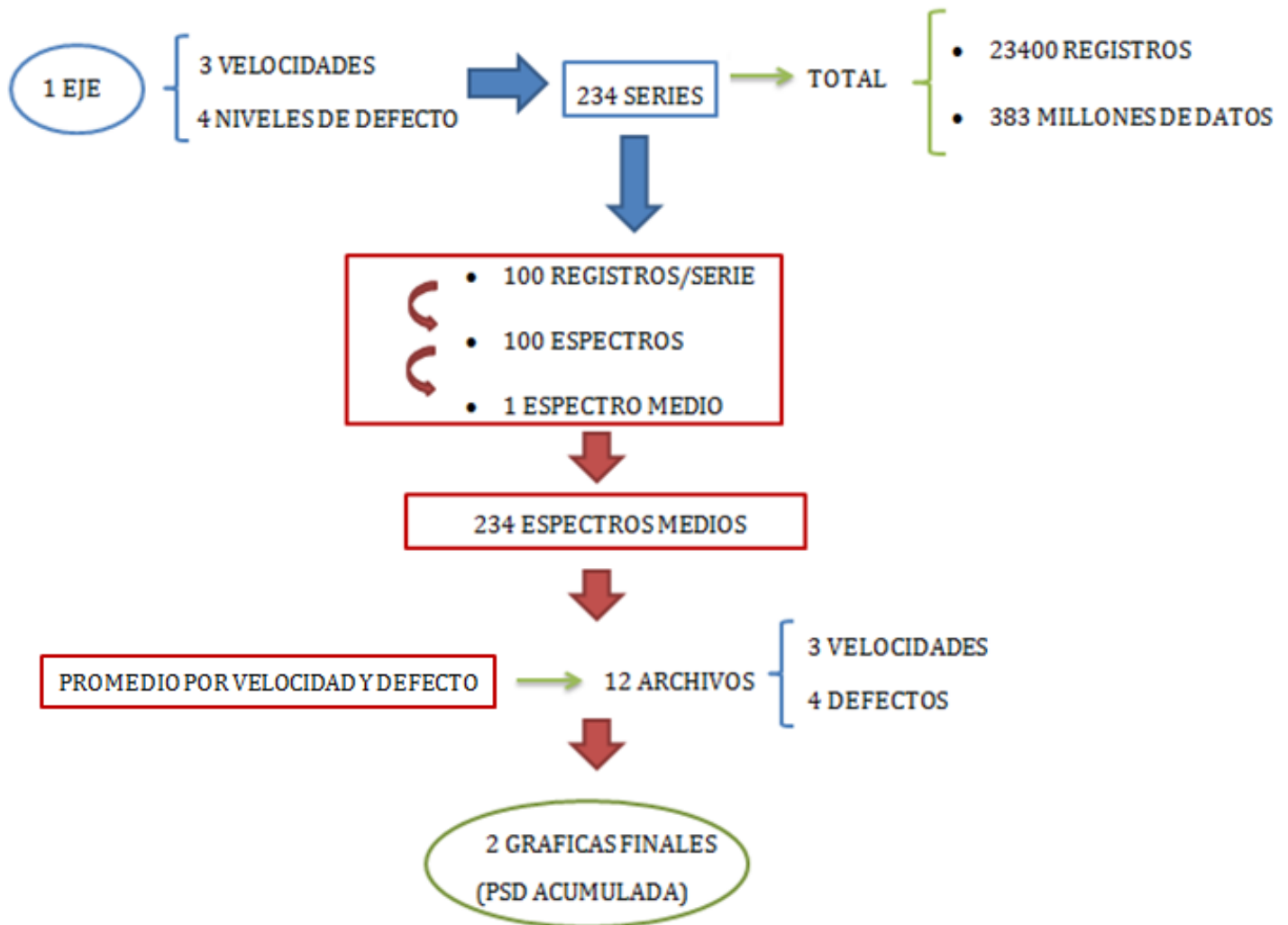


Figura 114. Esquema de la base de datos obtenida.

7.6.6 Conclusiones.

Con las medidas obtenidas, se espera encontrar patrones de eje sano y de eje con defecto. También se espera encontrar funcionales que permitan detectar diferencias entre dichos patrones, para determinar cuál es el funcional óptimo para ser introducido en el sistema de clasificación.

Capítulo 8

RESULTADOS OBTENIDOS

8.1 INTRODUCCION.

Generalmente, un defecto puede identificarse al comparar las amplitudes de las vibraciones tomadas. Normalmente, una máquina que funciona correctamente tiene valores que suelen seguir una línea con tendencia ligeramente ascendente o constante. Cuando en algún momento los valores aumentan o la tendencia asciende de una forma inesperada, se puede pensar en la presencia de algún defecto. Generalmente, los valores de amplitud que se comparan son los de velocidad o aceleración, usando raras ocasiones el desplazamiento. Una vez se ha observado que la amplitud de la vibración ha aumentado de una forma inesperada, es importante comparar los valores de la energía de la señal vibratoria. El conjunto de estos valores indicará la gravedad del problema.

8.2 ANÁLISIS EN EL TIEMPO.

En primer lugar realizamos el análisis temporal, el cual va a consistir en la adquisición de datos mediante el software Btool instalado en el PC que forma parte del sistema de medida utilizado para realizar el presente proyecto. Dicho software permite visualizar la señal captada por el acelerómetro instalado en el banco de ensayos. El resultado de la gráfica temporal obtenida tiene el aspecto mostrado en la figura 115:

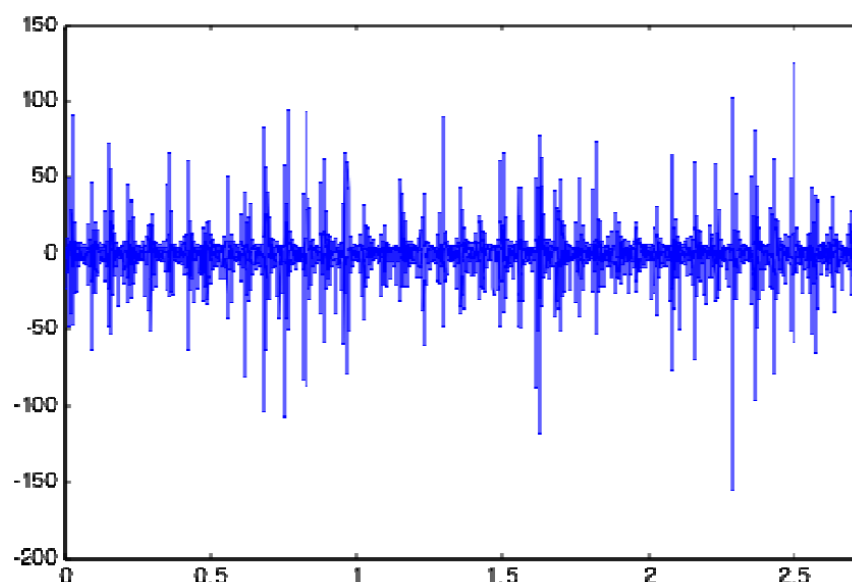


Figura 115. Grafica en el dominio del tiempo registrada por Btool

Los datos de partida definidos para la obtención de esta gráfica son:

- Número de puntos (n) = 16384 (2^{14})
- Frecuencia de muestreo = 6000 Hz (6000 puntos/s)
- Numero de ciclos =100

La justificación en la elección de estos datos se basa en los siguientes aspectos:

- El acelerómetro utilizado, modelo 4383 de Brüel&Kjaer para el ensayo tiene límite superior de frecuencia de muestreo de 8,4kHz.
- Se ha comprobado que donde queda definida la señal más claramente es justamente en este rango de frecuencia.
- El número de puntos a analizar debe ser potencia de 2 ya que, como hemos comentado anteriormente, el estudio se basa en la FFT de base 2.

Si llamamos Δt a la variación de tiempo que hay entre dos puntos consecutivos de la gráfica se puede hallar el tiempo (t) correspondiente al tiempo transcurrido en cada uno de los 100 ciclos realizados en el análisis:

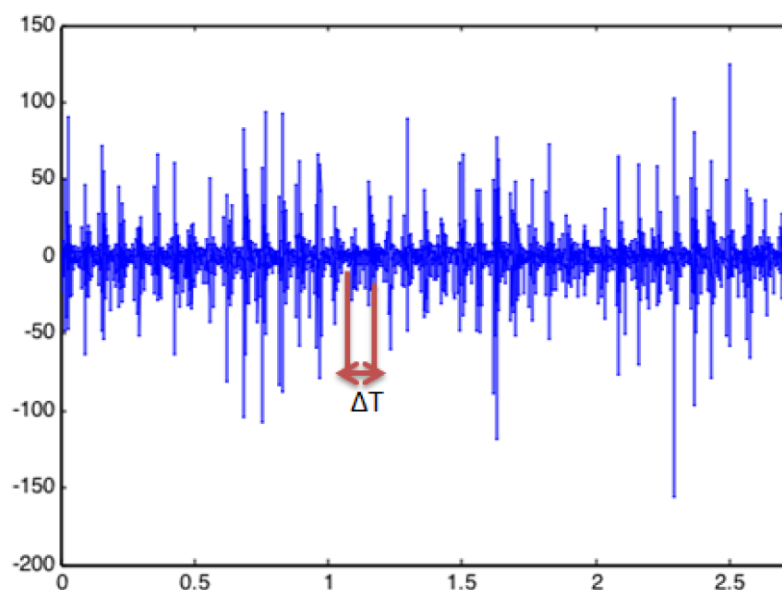


Figura 116. Variación de tiempo que hay entre dos puntos consecutivos de la gráfica PSD.

$$\Delta t = t/n ; t = n \cdot \Delta t \left\{ \begin{array}{l} \Delta t = 1/6000 \text{ (s)} \rightarrow t = 16384 \cdot (1/6000) = 2.73 \text{ seg} \\ n = 16384 \text{ puntos} \end{array} \right.$$

8.3 ANÁLISIS EN FRECUENCIA.

El siguiente paso consiste en pasar al dominio de la frecuencia, para ello se utiliza el software ADEVI, el cual está programado para convertir los datos recopilados anteriormente al dominio de la frecuencia basándose en la FFT.

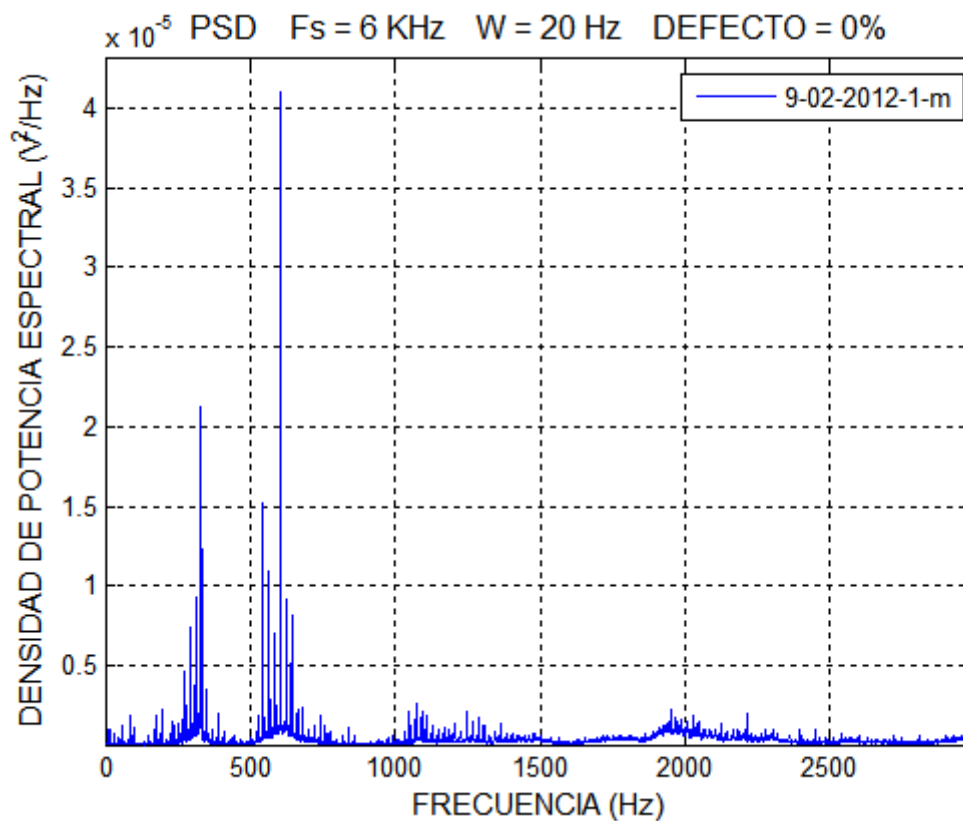


Figura 117. Grafica en el dominio frecuencial registrada por ADEVI.

Los datos preestablecidos en el software para obtener estas graficas son:

-Frecuencia de muestreo= 6000Hz

-Velocidad de giro (podrá ser de 20,40 o 60Hz)

-Porcentaje de defecto (podrá ser de 0%,16%,33% y 50% respecto del diámetro del eje.

Se puede observar en la gráfica que el eje correspondiente a la frecuencia llega hasta los 3000Hz y no hasta los 6000Hz como se establece en el programa. La explicación de este fenómeno viene a través del teorema de Shanon que se define a continuación:

Teorema de Shannon: Toda señal temporal muestreada con una cadencia dada por la frecuencia de muestreo f_s sólo podrá ser reconstruida por el algoritmo de la DFT si es filtrada previamente al muestreo con un filtro de paso bajo, de frecuencia máxima $f_s/2$ (frecuencia de Nyquist).

Esto quiere decir que si se representara la gráfica anterior hasta los 6000Hz se obtendría como resultado, en el rango de los 3000 Hz a los 6000Hz, una imagen especular de lo representado hasta los 3000Hz. Este fenómeno es muy importante tenerlo en cuenta, ya que a partir de aquí sabemos que nuestra frecuencia (F) va a ser igual a:

$$F = f_s/2 \quad (\text{frecuencia de Nyquist})$$

Por lo tanto si ahora llamamos ΔF a la diferencia existente entre dos puntos de la gráfica:

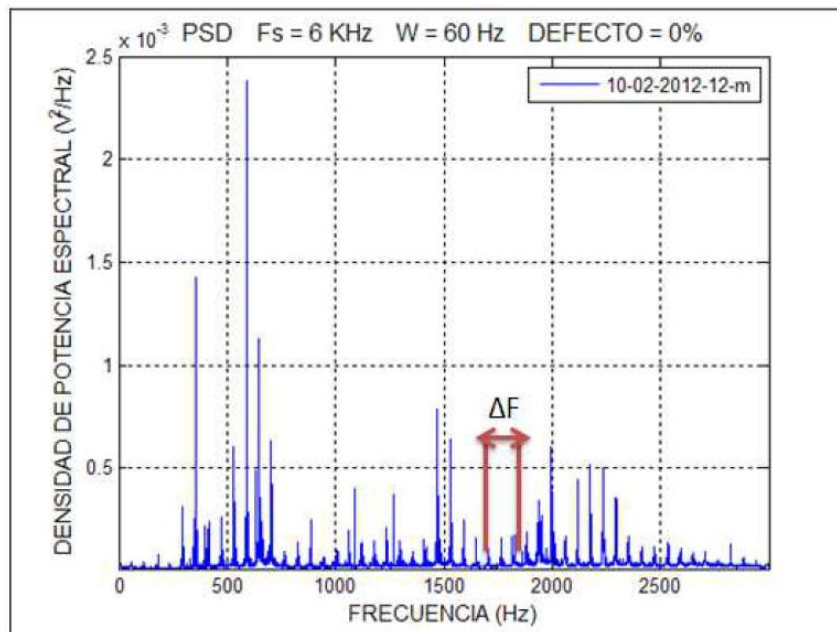


Figura 118. Variación de frecuencia que hay entre dos puntos consecutivos de la gráfica de PSD.

8.4 ANÁLISIS FINAL.

Como se ha comentado anteriormente se obtienen 234 espectros en el dominio de la frecuencia, y al observar gráfica a gráfica se comprueba que existe mucha dispersión en los datos debido a ruido y otros fenómenos como posibles rodamientos defectuosos en el Rotokit, y es imposible sacar conclusiones sobre el comportamiento de las señales. Por este motivo se realiza un proceso de filtrado de la señal con la finalidad de depurar los datos y obtener una señal más limpia para un mejor análisis de la misma.

Teniendo en cuenta que del análisis anterior con ADEVI se va a obtener una gráfica (PSD-frecuencia) por cada serie de 100 registros, se realiza un filtro con la finalidad de reunirlos en una misma gráfica, ordenando los datos por velocidades y por defectos, con la finalidad de poder representar a la vez señales que tienen la misma velocidad de rotación de eje, pero distintos niveles de defecto. Así será más sencillo y más visual identificar patrones de conducta que nos puedan indicar que ocurre en el eje.

La manera de realizar este proceso consiste dividir la señal en bandas de frecuencia con un mismo número de puntos. Este estudio basado en bandas de

frecuencia permite hacer un análisis en el dominio frecuencia eligiendo un valor ancho de incremento frecuencial(X), siempre siendo potencia de 2, que permite un “promediado” de la señal para eliminar valores inusuales y ruido.

La manera de realizar este proceso consiste dividir la señal en bandas de frecuencia con un mismo número de puntos y acumulándolos. Este estudio basado en bandas de frecuencia permite hacer un análisis en el dominio frecuencia eligiendo un valor ancho de incremento frecuencial(X), siempre siendo potencia de 2, que permite un “promediado” de la señal para eliminar valores inusuales y ruido.

En nuestro caso se ha optado por probar con anchos frecuenciales de X=64; X=128; X=256; X=512; X=1024, con escala logarítmica y decimal. A partir de aquí se toma una decisión sobre qué valor de incremento se va a utilizar para el estudio final, y que tipo de escala utilizar. En nuestro caso se ha elegido un ancho de incremento frecuencial de X=128 con escala decimal, ya que es el que muestra una representación de señal más clara para la búsqueda de patrones de comportamiento repetitivo. Se pueden ver los resultados de la señal con otros anchos de incrementos frecuenciales y escalas en el Anexo.

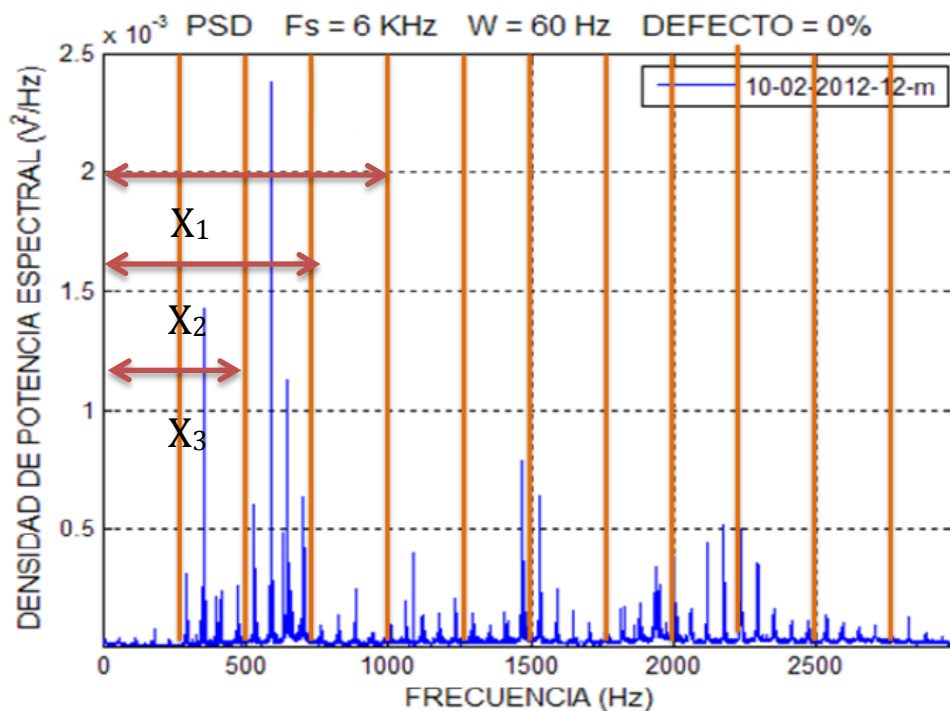


Figura 119. Aplicación de bandas de frecuencia con X=128.

Dentro de estas bandas se escoge un punto correspondiente al promedio de los valores de frecuencias existentes dentro de dicha banda, y con esto se obtiene la PSD promedio, lo que se hace después es un acumulado en intervalos de frecuencia (X1, X2, X3,...) que se representa en la gráfica final. El resultado final es el siguiente:

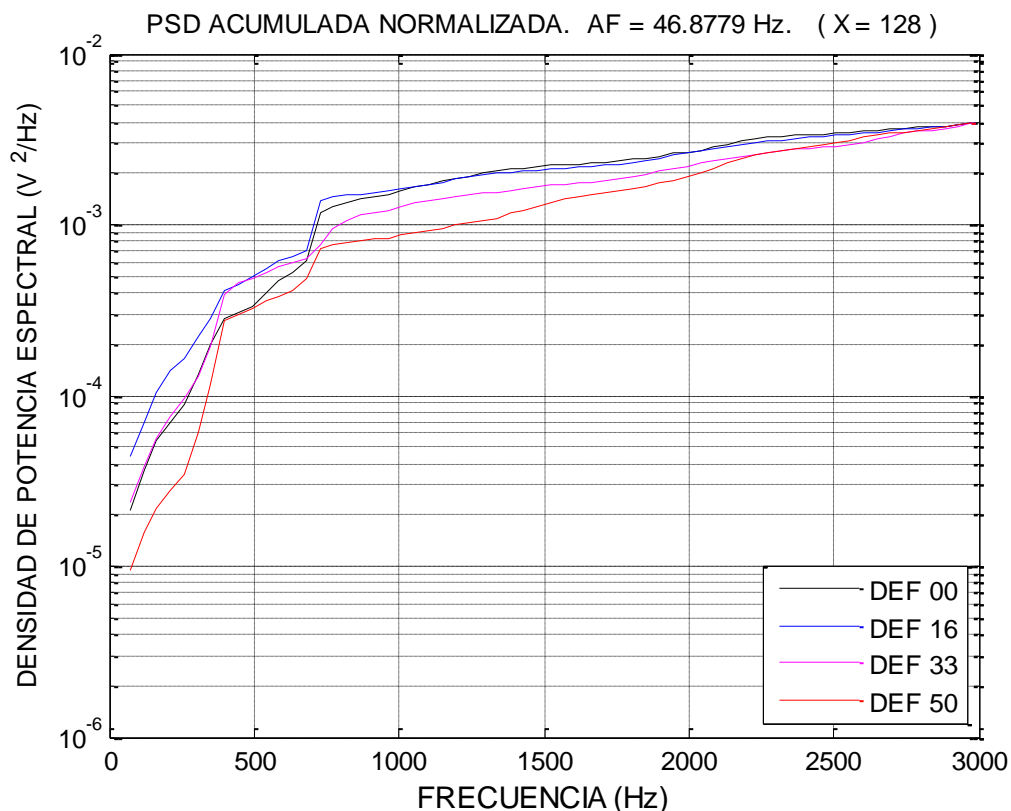


Figura 120. Representación a 20Hz con $x=128$.

Tras el procesado de datos la siguiente etapa del proyecto se basa en el análisis de las gráficas obtenidas. Se podría decir que esta es la parte más complicada, ya que no podemos ceñirnos a una metodología concreta para sacar conclusiones de las gráficas obtenidas. La manera de actuar se basa en una observación detallada gráfica a gráfica, e intentar identificar patrones repetitivos de conducta que nos permitan establecer hipótesis con cierta coherencia.

Por otro lado, para realizar un análisis más completo y objetivo se ha realizado el procesamiento de datos hasta ahora comentado con otro eje ferroviario igual, para comparar si los patrones de conducta se cumplen igual en ambos ejes. Por lo tanto los resultados obtenidos se van a basar en una comparación entre dos ejes iguales, aparte de la observación gráfica a gráfica comentado anteriormente.

Otra información importante a destacar es que las gráficas mostradas a continuación son las consideradas más determinantes y más claras para sacar conclusiones, es decir, como se ha comentado anteriormente se ha realizado un estudio más amplio aplicando diferentes anchos de banda frecuenciales para ver cuál es el más determinante a la hora de sacar resultados finales.

Para nuestro caso concreto de ancho de incremento frecuencial de $X=128$ se han analizado seis casos diferentes:

CASO 1:

En este caso se han introducido los datos correspondientes al eje 2, con velocidad de rotación del eje de 20Hz, juntando los cuatro niveles de defecto de eje (0%,16%,33%y 50%), y escala decimal.

CASO 2:

En este caso se han introducido los datos correspondientes al eje 3, con velocidad de rotación del eje de 20Hz, juntando los cuatro niveles de defecto de eje (0%,16%,33%y 50%), y escala decimal.

CASO 3:

En este caso se han introducido los datos correspondientes al eje 2, con velocidad de rotación del eje de 40Hz, juntando los cuatro niveles de defecto de eje (0%,16%,33%y 50%), y escala decimal.

CASO 4:

En este caso se han introducido los datos correspondientes al eje 3, con velocidad de rotación del eje de 40Hz, juntando los cuatro niveles de defecto de eje (0%,16%,33%y 50%), y escala decimal.

CASO 5:

En este caso se han introducido los datos correspondientes al eje 2, con velocidad de rotación del eje de 60Hz, juntando los cuatro niveles de defecto de eje (0%,16%,33%y 50%), y escala decimal.

CASO 6:

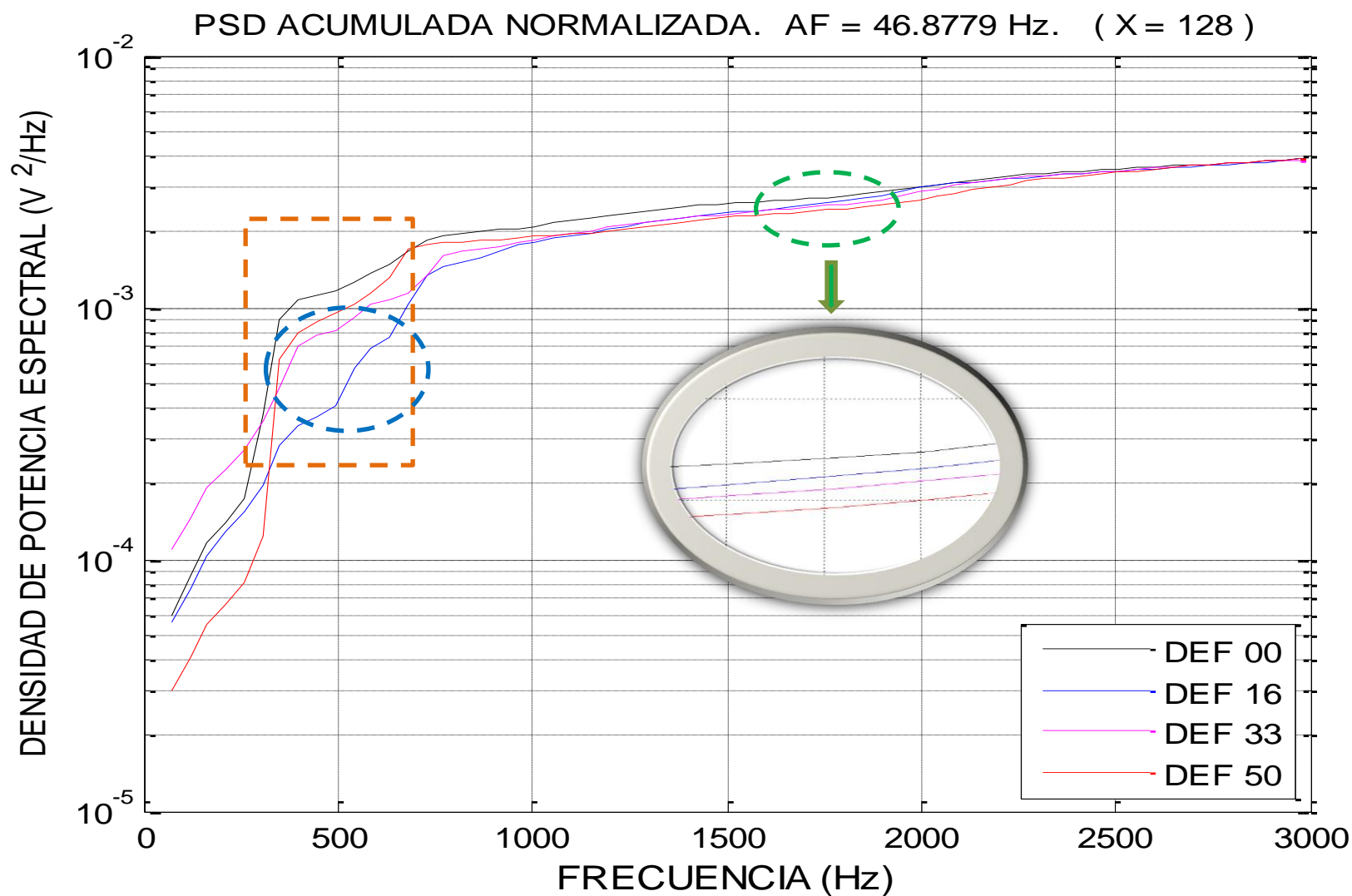
En este caso se han introducido los datos correspondientes al eje 3, con velocidad de rotación del eje de 60Hz, juntando los cuatro niveles de defecto de eje (0%,16%,33%y 50%), y escala decimal.

A continuación se muestran las gráficas correspondientes a los casos descritos anteriormente realizando un análisis detallado del comportamiento de la señal de vibración para cada nivel de defecto.

CASO 1

- **EJE 2.**
- **VELOCIDAD 20 Hz.**
- **ESCALA DECIMAL.**





8.4.1 Análisis del caso 1.

El primer caso muestra claramente, que entre los 1500Hz y los 2000Hz hay una ordenación progresiva de las señales de vibración de mayor nivel de defecto a menor nivel de defecto.

Observamos un “pico” en las señales a bajas frecuencias donde vemos que se una cierta aleatoriedad, esto se puede deber a múltiples factores: ruido, rodamientos mal ajustados, arranque en frío, etc...

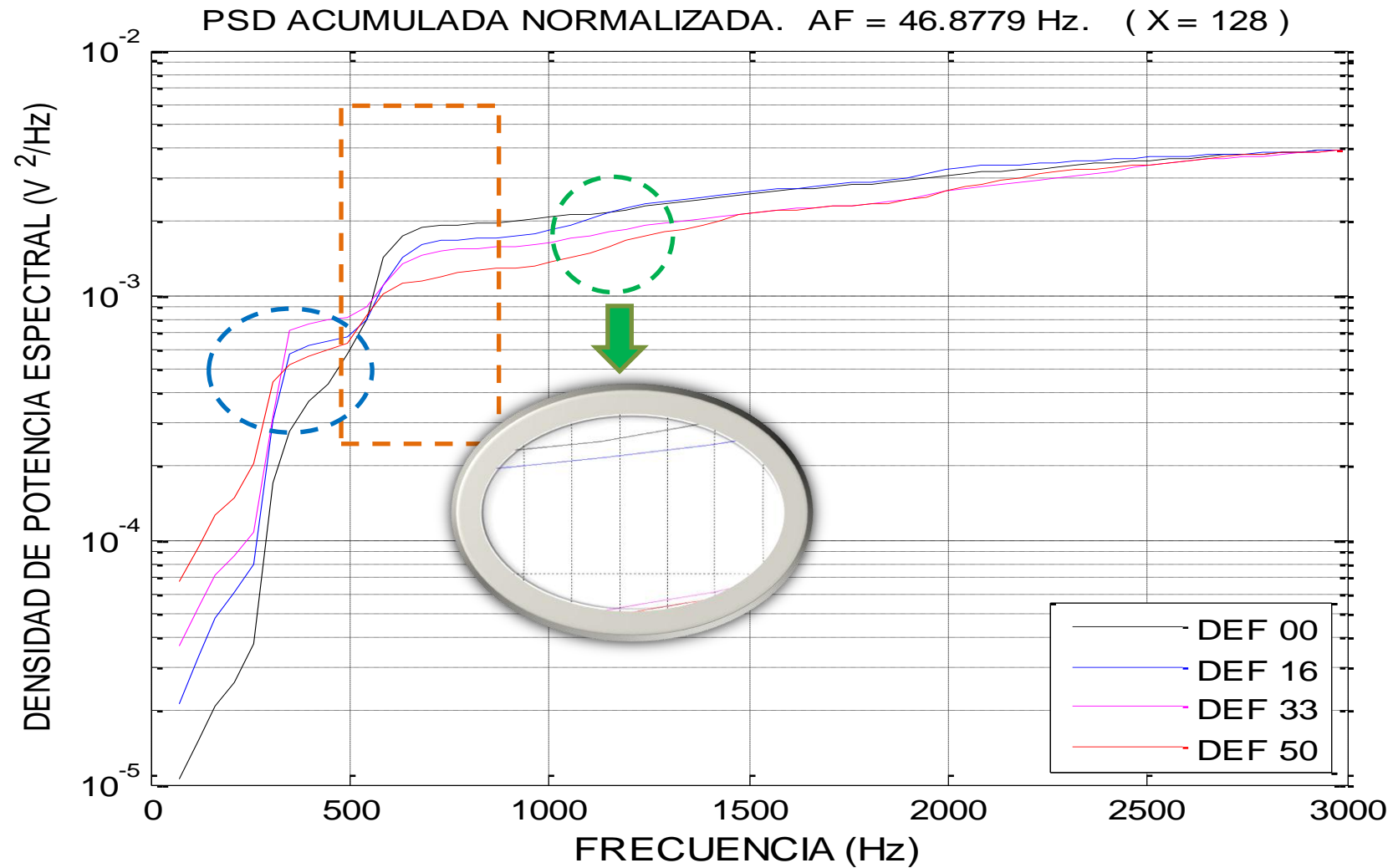
Como conclusión de este primer caso se puede afirmar que para altas frecuencias el valor de densidad de potencia espectral aumente y a su vez ordenándose progresivamente hasta hacer imperceptible ese orden.

Finalmente podemos observar en la gráfica que las señales correspondientes a nivel de defecto 50% ,y sobre todo nivel de defecto 16% ,son las que sufren el comportamiento más desordenado, comparado con los otros dos niveles de defecto. Se destaca este fenómeno ya que es otra conclusión, a pesar de que fenómenos aleatorios como el ruido o señales de vibraciones exteriores ajenas al ensayo han podido igualmente interferir al resultado de la señal obtenida.

CASO 2

- **EJE 3.**
- **VELOCIDAD 20 Hz.**
- **ESCALA DECIMAL**





8.4.2 Análisis del caso 2.

El segundo caso muestra patrones muy parecidos a los del caso 1. Se observa claramente, que entre los 1000Hz y los 1500Hz hay una ordenación progresiva de las señales de vibración de mayor nivel de defecto a menor nivel de defecto.

También es reseñable comentar el “pico” en las señales a bajas frecuencias y vemos que se mantiene la aleatoriedad comentada en el caso uno.

Apreciamos que entre los 0Hz y los 500Hz hay una ordenación progresiva de las señales de vibración de menor nivel de defecto a mayor nivel de defecto.

El último patrón destacable en este caso es de nuevo en relación a la señal correspondiente al nivel de defecto 16%, que “rompe” la regla de ordenamiento progresivo de la señal, adquiriendo un valor elevado de densidad de potencia espectral a elevadas frecuencias.

Se puede afirmar que hasta ahora aparecen tres patrones de conducta característicos teniendo dos ejes diferentes de iguales características estructurales para una velocidad de rotación de 20 Hz:

A frecuencias comprendidas entre 1500Hz y 2000Hz hay un ordenamiento de las densidades de potencia espectrales.

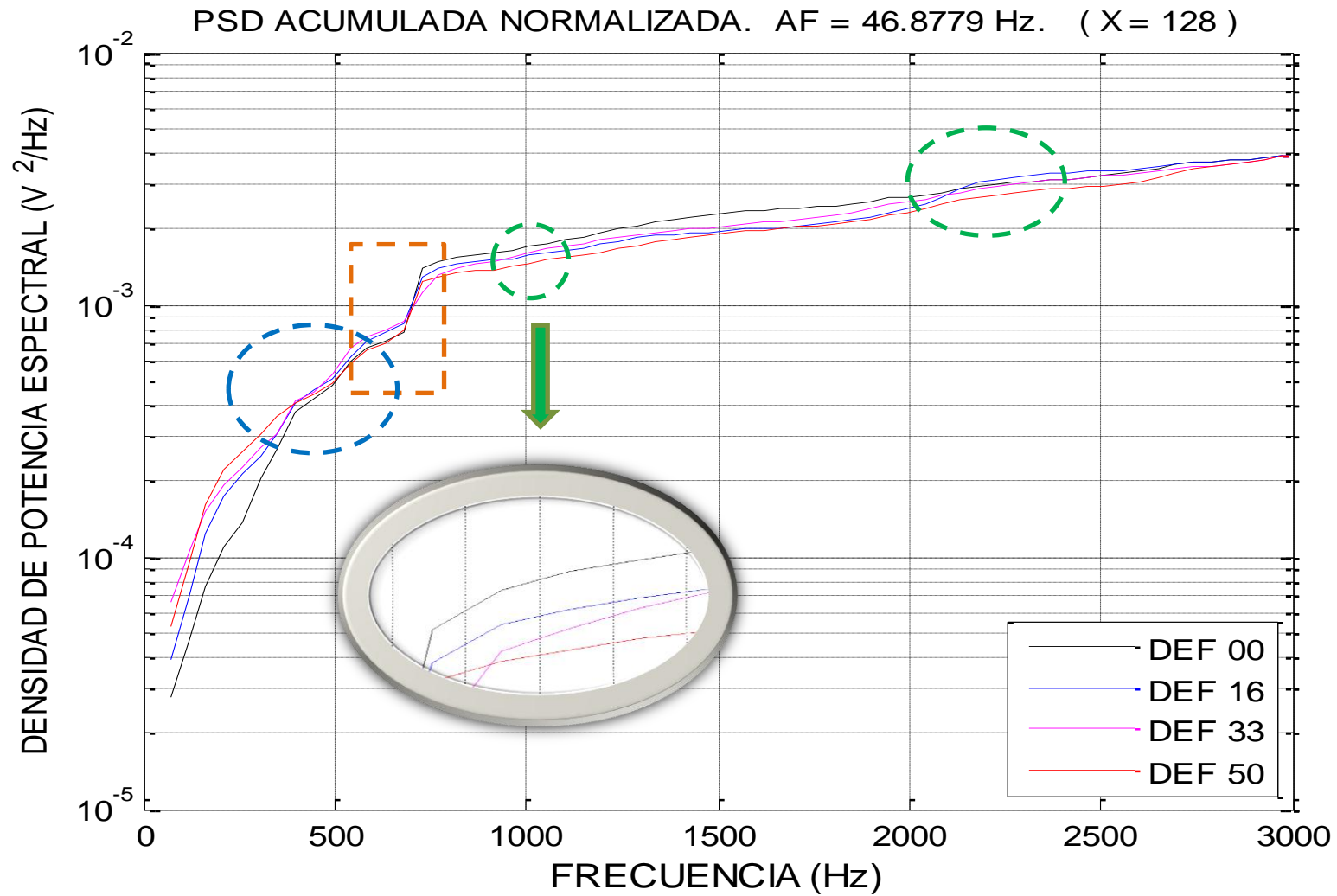
Observamos un “salto” de densidad de potencia a frecuencias de 500Hz

Comportamiento desordenado a frecuencias bajas

CASO 3

- **EJE 2.**
- **VELOCIDAD 40 Hz.**
- **ESCALA DECIMAL**





8.4.3 Análisis del caso 3.

En este caso la velocidad de rotación del eje aumenta a 40 Hz. Aun así volvemos a observar patrones de conducta similares a los anteriores casos.

De nuevo se puede observar el fenómeno de ordenación progresiva de las señales de vibración de mayor nivel de defecto a menor nivel de defecto menor. Esto sucede en un rango de frecuencia de los 1000 a los 1100 Hz y a 2000 Hz a los 2500 Hz aproximadamente.

Por otro lado se destaca el comportamiento desordenado e inusual de la señal de vibración para bajas frecuencias, en la cual no se puede destacar nada más reseñable.

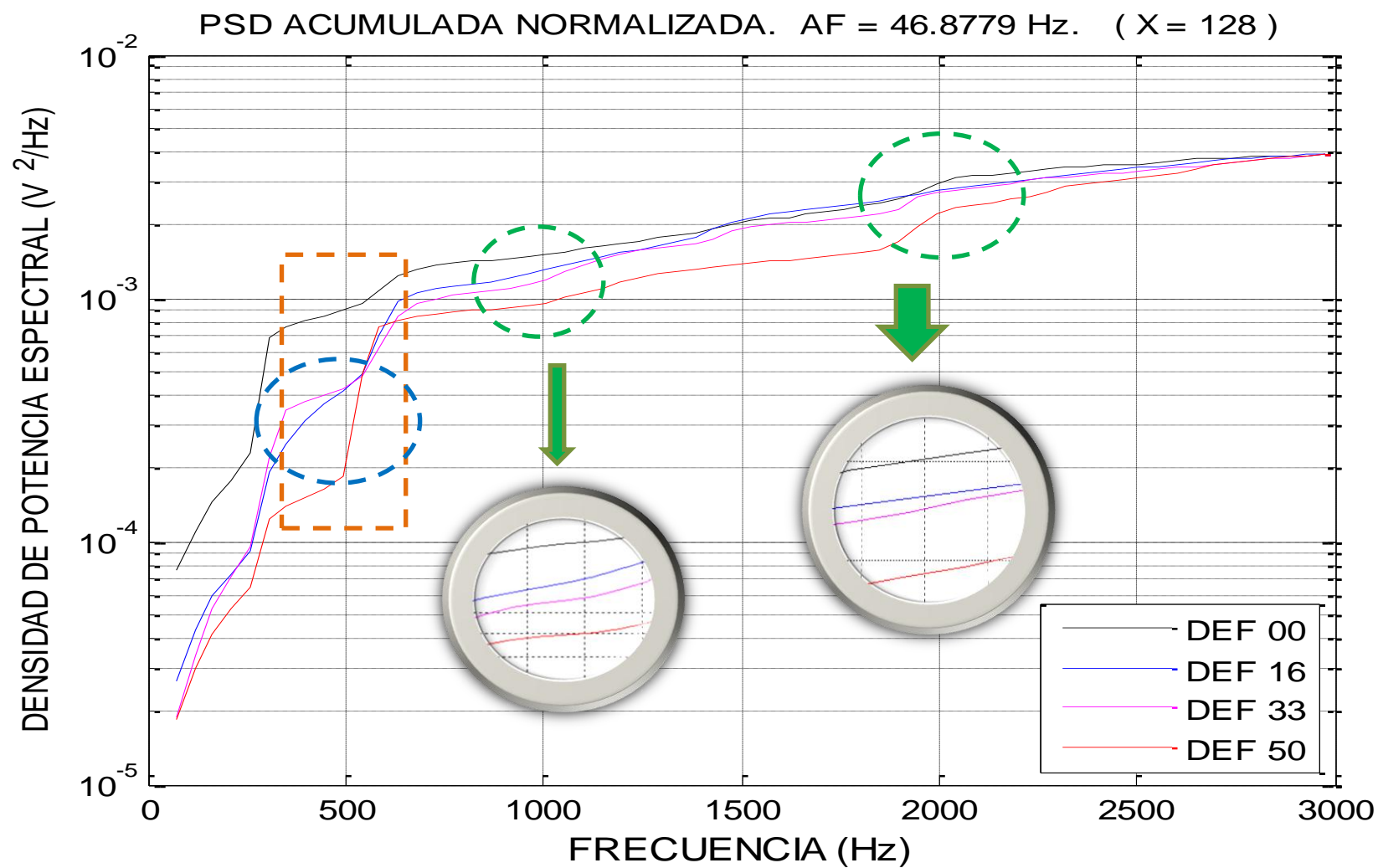
Destacamos que a bajas frecuencias aparece un “salto” de densidad de potencia espectral, este comportamiento se repite como patrón.

En el rango de frecuencias comprendido entre los 2000 Hz y los 2500 Hz aproximadamente la señal de vibración correspondiente al nivel de defecto del 16% sufre un pico muy elevado de densidad de potencia espectral. Esto puede ser debido a interferencias y ruido exterior.

CASO 4

- **EJE 3.**
- **VELOCIDAD 40 Hz.**
- **ESCALA DECIMAL**





8.4.4 Análisis del caso 4.

El caso 4 se caracteriza por tener un comportamiento de señal vibratoria muy semejante al del caso 2 en cuanto a:

La ordenación progresiva de las señales de vibración de mayor nivel de defecto a menor nivel de defecto menor. Esto sucede en un rango de frecuencia de los 1000 a los 1100 Hz y a 2000 Hz a los 2500 Hz aproximadamente.

Por el contrario el salto que se producía pronunciadamente en el caso 3, a frecuencias de, en torno, 600 Hz en el caso 4 lo podemos ver a 400 Hz.

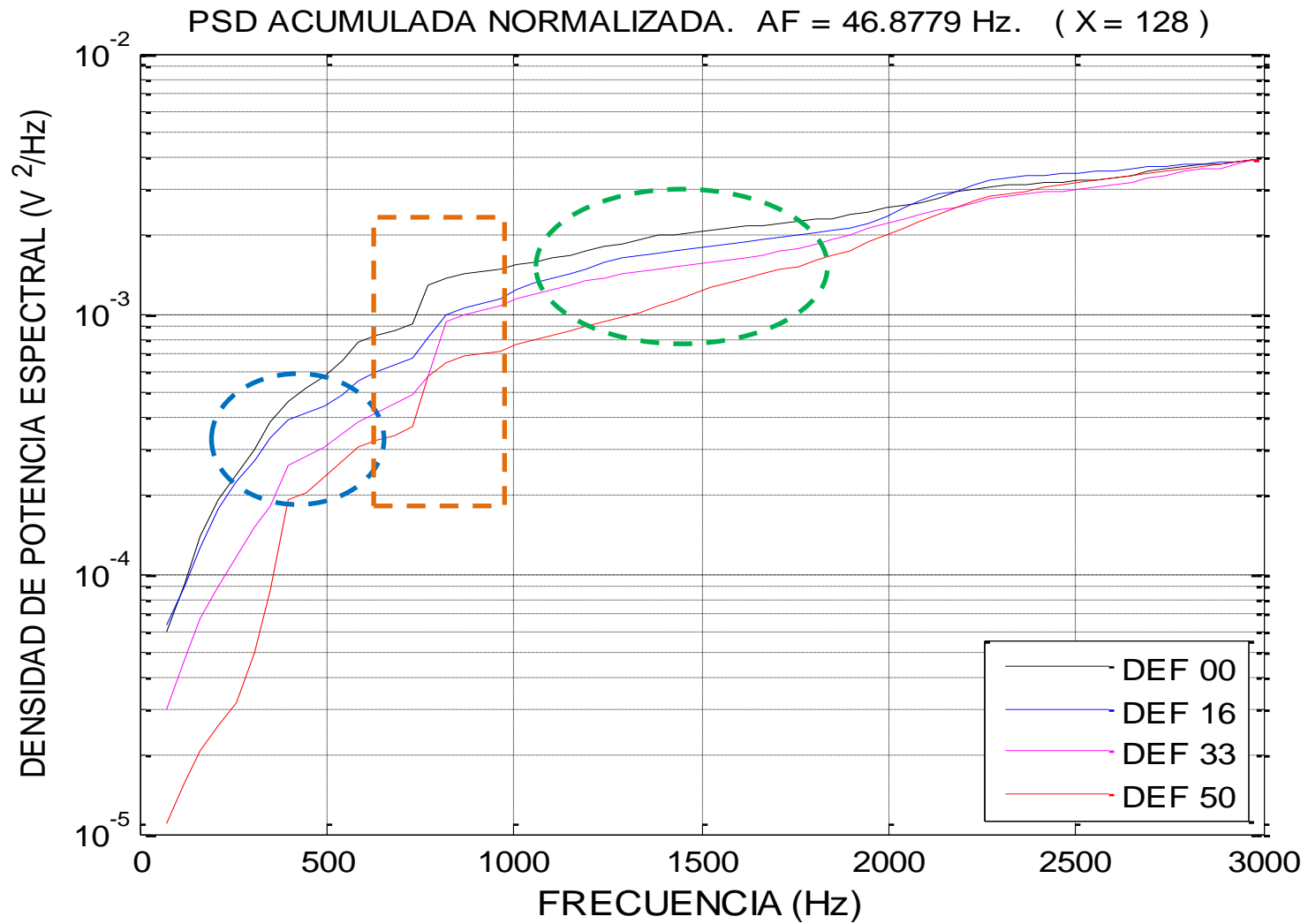
Por último aparecen picos con elevado valor de densidad de potencia espectral a partir en 2000 Hz. También aparece una variación leve de densidad de potencia espectral a 600 Hz aproximadamente.

En comparación con el espectro del eje 2 se puede decir que tiene un comportamiento semejante con los patrones acontecidos en dicho eje.

CASO 5

- **EJE 2.**
- **VELOCIDAD 60 Hz.**
- **ESCALA DECIMAL**





8.4.5 Análisis del caso 5.

En este caso el eje gira a la velocidad máxima de rotación establecida para el estudio de la señal. Se observa claramente el fenómeno de ordenación progresiva de las señales de vibración de menor nivel de defecto a mayor nivel de defecto para bajas frecuencias, en primer lugar de los 1000 Hz a los 2000 Hz, y posteriormente vuelve a aparecer en el estrecho rango de frecuencias comprendido entre los 2500 Hz y los 3000 Hz aproximadamente.

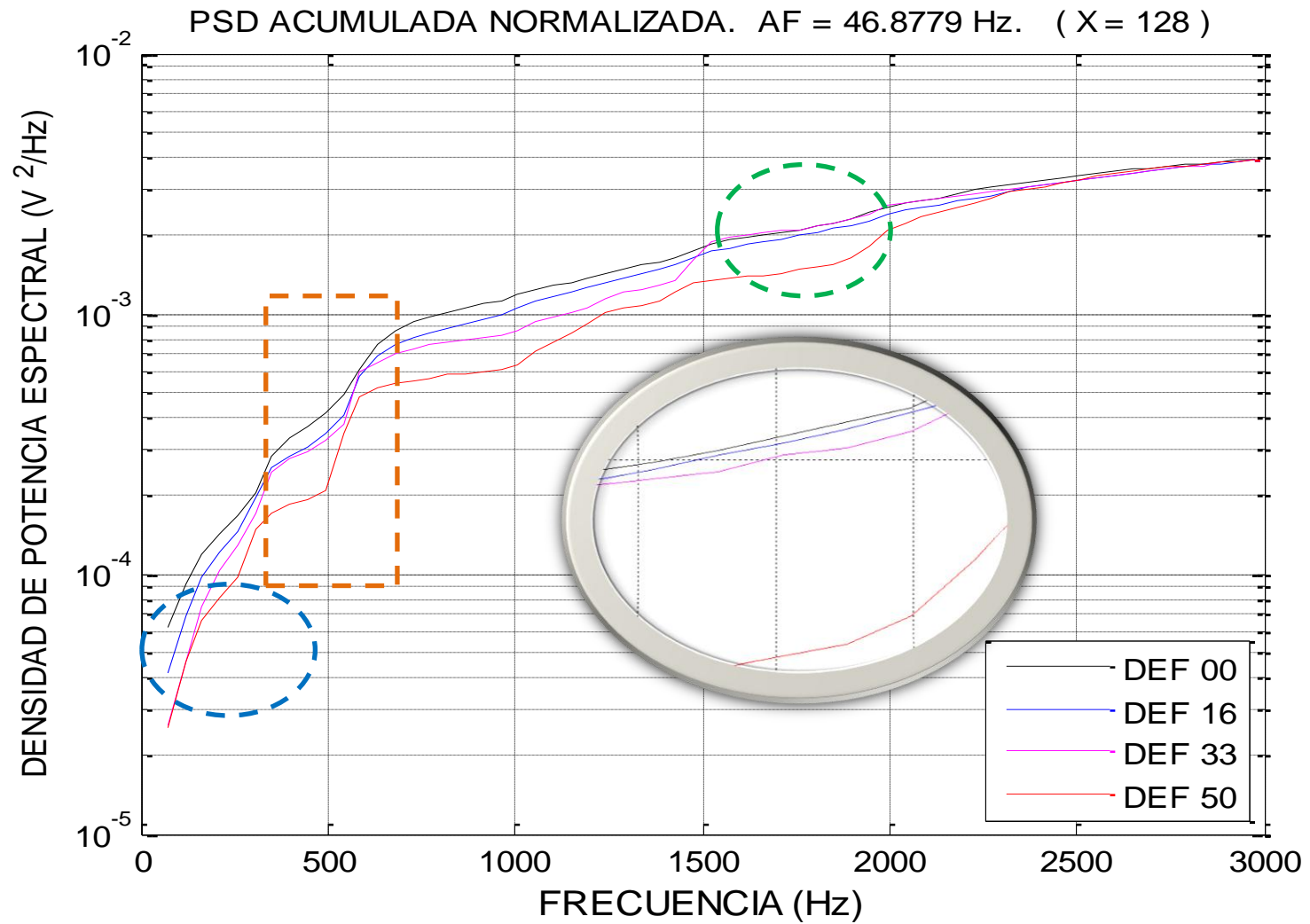
Se establece un patrón muy determinado y a su vez muy claro que nos permite ver con facilidad ese orden de mayor defecto a menor defecto.

Por último entre los 500 Hz y los 1000 Hz aparece un comportamiento puntual que describe unos elevados picos de densidad de potencia espectral para los cuatro niveles de defecto posible, especialmente para la señal correspondiente a nivel de defecto de 33% y 50%, quedando solapadas entre a una frecuencia aproximada de 500Hz.

CASO 6

- **EJE 3.**
- **VELOCIDAD 60 Hz.**
- **ESCALA DECIMAL**





8.4.5 Análisis del caso 6.

En este caso el espectro obtenido vuelve a mostrar de forma clara los patrones repetitivos de conducta observados para los casos anteriores. Es destacable que para este caso concreto el fenómeno de ordenación progresiva de menor nivel de defecto a mayor nivel de defecto aparece, con respecto al eje 2, en un rango de frecuencias de frecuencias más amplio que comienza a los 450 Hz y termina a los 2000 Hz aproximadamente y de forma casi continuada.

En este caso podemos apreciar un fenómeno que si se repetía en otras velocidades que es el salto de densidad de potencia espectral que presenta a frecuencias de, en torno, 600 Hz

8.5 PATRONES DE CONDUCTA IDENTIFICADOS.

Tras el análisis detallado de las gráficas de los dos ejes mostradas anteriormente se ha podido identificar que aparecen tres tipos de patrones diferentes repetidos en todos los casos, y que son claramente diferenciados frente a cualquier otro fenómeno que pueda ocurrir.

Patrón 1:

Está diferenciado con línea discontinua de color naranja, Refleja como la densidad de potencia espectral aumenta drásticamente creando un salto de potencia espectral que en el eje 2 se puede ver a una frecuencia de entre 400Hz y 600Hz y en el eje 3 se encuentra entre 500 Hz y 100Hz

Patrón 2:

Se encuentra diferenciado con línea discontinua de color verde, y refleja el comportamiento totalmente contrario que el anterior patrón, es decir, se observa que el valor de densidad de potencia espectral desciende progresivamente al aumentar el nivel de defecto en el eje, quedando ordenados para un rango de frecuencia determinadas, que es diferente al caso del patrón anterior.

En este caso el resultado para el eje 2 y para el eje 3 son muy parejos pues para los dos sucede a una frecuencia comprendida entre 100Hz y 2000Hz aproximadamente

Patrón 3:

Diferenciado en las gráficas anteriores con línea discontinua azul, indica una conducta totalmente diferente a los anteriores. Lo que podemos resaltar es el comportamiento inusual cuando se tiene un defecto equivalente al 50% del diámetro del eje mayoritariamente, y algunas ocasiones del 33%. Como se puede apreciar siempre que se destaca la aparición de este patrón aparecen en las gráficas picos muy elevados correspondientes a un nivel muy elevado de densidad de potencia espectral.

Por otro lado, al contrario de los casos anteriores no podríamos establecer un rango de frecuencias en los cuales mayoritariamente aparezca este tipo de patrón, aunque cabe destacar que concretamente en el eje 3 se cumple que en frecuencias de entre 2000 Hz y 3000Hz si coincide la aparición de dicho patrón.

Aunque para este patrón no se ha podido establecer un rango de frecuencias concreto que se cumpla en ambos ejes, se puede asegurar que este patrón muestra ondas de vibración determinísticas que están inducidas por la aparición de un nivel de defecto elevado.

Capítulo 9

CONCLUSIONES Y TRABAJOS

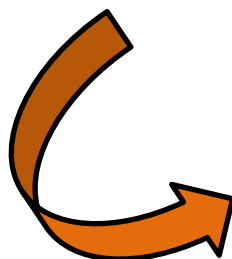
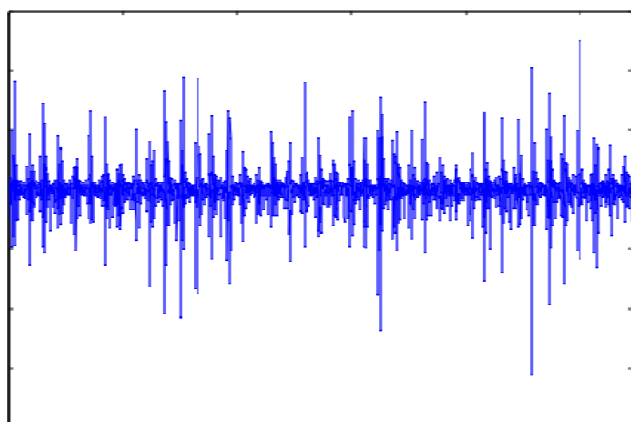
FUTUROS

9.1 CONCLUSIONES.

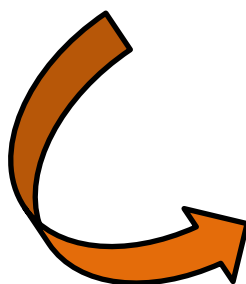
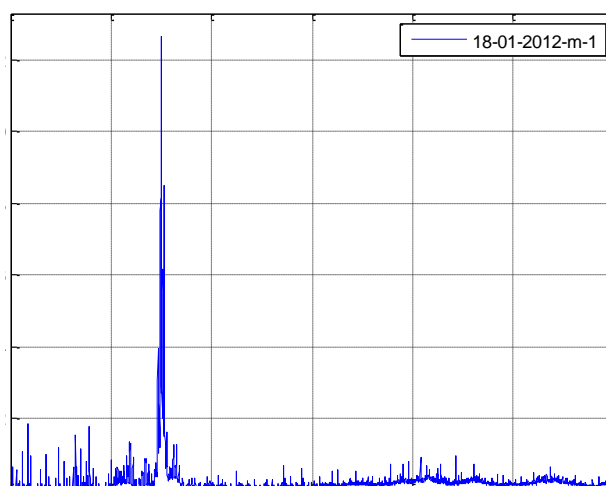
Teniendo en cuenta los objetivos que se pretendían alcanzar para el presente proyecto:

- En primer lugar se han realizado medidas de vibración, en el banco de ensayos Rotokit, de dos ejes ferroviarios a escala practicando progresivamente varios niveles de defecto y variando la velocidad de rotación en cada medida.
- Se han transformado la totalidad de las señales de vibración temporal obtenidas mediante el software Btool, a una señal en el dominio de la frecuencia mediante el software ADEVI, y otros programas desarrollados para tal fin.
- Por otro lado se ha conseguido filtrar la base de datos obtenida a lo largo del proceso de adquisición de señal.
- Se ha pasado de obtener 234 espectros en frecuencia de cada serie medida hasta obtener 3 graficas finales en frecuencia, en el que se recogen los cuatro niveles de defecto posible para una misma velocidad de rotación. Se obtienen los espectros promedio de un mismo eje y a una misma velocidad, para los diferentes niveles de defecto.
- Se dividen estos espectros en bandas acumulativas y se halla la potencia espectral acumulada en cada banda de frecuencia.

Recordamos esquemáticamente el proceso de transformación y filtrado de la señal de vibración:



*Transformación del dominio
temporal al dominio frecuencial*



*Promediado de la señal y filtrado
mediante bandas de frecuencia*

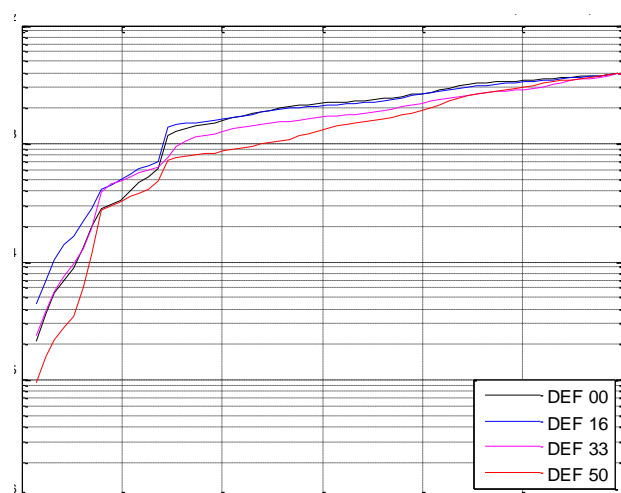


Figura 121. Proceso de transformación y filtrado de la señal de vibración.

- Por último se han encontrado fenómenos repetitivos de conducta de la señal de vibración, que tienen similitudes en ambos ejes. Por lo tanto se puede decir que se han identificado fenómenos de ordenación progresiva de la señal para un rango determinado de frecuencia, en función del nivel de defecto que tenga el eje.

Por otro lado hay que destacar que el proceso de análisis realizado en el presente proyecto ha tenido una gran complejidad debido al tamaño de la base de datos obtenida. A pesar de ello se ha conseguido reducir la cantidad de información mediante promedios de la señal y mediante la aplicación de la técnica de bandas de frecuencia.

Se ha comprobado en las gráficas finales obtenidas, que en ocasiones, para determinados rangos de frecuencia, las señales de vibración tienen cierta dispersión. Esto se debe a que pueden seguir influyendo fenómenos como el ruido exterior, o posibles rodamientos defectuosos en el banco de ensayos Rotokit, ya que es muy complicado mantener siempre las mismas condiciones de ruido exterior, aunque se ha procurado, en la medida de lo posible, tener siempre las mismas condiciones de medida.

9.2 TRABAJOS FUTUROS.

La técnica utilizada en el presente proyecto puede ser viable para su aplicación industrial a ejes ferroviarios, aunque se podrían incluir ciertas mejoras para trabajos futuros:

- La primera medida de mejora sería realizar el mismo estudio del presente proyecto pero comparando los resultados finales entre más ejes ferroviarios de las mismas características, con esto se podrían obtener patrones de conducta con mayor porcentaje de seguridad.
- Otra medida para mejorar el análisis sería analizar la PSD de la envolvente de la señal. Esta opción es perfectamente viable ya que como se ha mostrado en capítulos anteriores el software ADEVI permite hacer este tipo de análisis.
- La siguiente medida a considerar es aumentar el número de niveles de defecto en el eje para realizar un estudio más completo que permite aumentar la base de datos obtenida para el posterior análisis final de la señal.
- Validar los patrones obtenidos en un sistema ferroviario real.



Capítulo 10

PRESUPUESTO

10.1 PRESUPUESTO

De acuerdo a lo comentado en este trabajo, se ha estimado un presupuesto de la realización de un análisis similar por una empresa de ingeniería.

Se va a llevar a cabo una exposición de los costes que ha generado este proyecto, detallando el coste personal, licencias de programas informáticos, equipos y material

El desglose de costes se ha dividido en cuatro grupos:

- **Equipos utilizados para los ensayos experimentales:** Estos equipos que detallamos a continuación los vamos a dividir en aquellos que alquilemos o bien compraremos.
 - Alquiler: El alquiler será de un periodo de un mes y constara del banco de ensayo, acelerómetro brüel&kjaer, amplificador de carga brüel&kjaer modelo 2693, tarjeta adquisición de datos Keithley modelo KUSB 3100, un tacómetro y el cableado necesario.
 - Compra: 20 unidades de rodamientos SKF modelo 6206 y un equipo informático, el cual también usaremos para la redacción de la memoria.
- **Licencias de software:** Matlab, ADEVI y Microsoft Office 2010. Estas licencias se compraran estimando una amortización para cada uno de ellos de 1/10.

Habrà un periodo de depreciación, que se explicará en el presupuesto final, para cada elemento ya sea por el desgaste debido al uso, el paso del tiempo y la obsolescencia.
- **Personal:** Estimación del coste de todo el personal que ha colaborado y ha participado en el proyecto. En este caso, como Ingeniero Senior, el tutor del proyecto, Higinio Rubio Alonso y como Ingeniero, el autor del proyecto, Miguel González Martínez.
- **Resto de costes directos:** Se establece en este apartado los costes generales que faltan por detallar, tales como dietas, viajes, materiales fungibles, coste de impresión...

Una vez desglosado los elementos necesarios presentamos un presupuesto detallado con información económica de cada elemento así como el presupuesto global para este proyecto fin de carrera.

PRESUPUESTO PROYECTO

Alquiler periodo de 1 mes:

• Banco de ensayo	380 €
• Acelerómetro Brüel&kjaer	200 €
• Amplificador de carga Brüel&kjaer modelo 2693	250 €
• Tarjeta adquisición de datos Keithley modelo KUSB 3100	225 €
• Cables y conectores	50 €
• Tacómetro	50 €

Gastos informáticos, papelería y fungibles:

• Rodamientos SKF modelo 6206 (30 unidades)	450 €
• Equipo informático (amortización 1/4)	360 €
• Licencias de programas:	
• <i>MATLAB</i> (amortización 1/10)	420 €
• <i>Microsoft Office 2010</i> (amortización 1/10)	390 €
• <i>ADEVI</i>	500 €
• Gastos de impresión	
• Toners y papel	750 €

Mano de obra:

• Ingeniería y redacción de la memoria	
• Ingeniería (2.694.39€/mes x 5 meses)	13.471,95 €
• Documentación y redacción (1982.36 €/mes x 1 mes)	1.982,36 €
• TOTAL	19.479 €

Leganés a 18 de Noviembre de 2011

El ingeniero proyectista

Fdo.

BIBLIOGRAFIA

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Jiménez Pérez, J. *Análisis y simulación de vibraciones de engranajes: ADEVI 4.5*. Proyecto de Fin de Carrera, Universidad Carlos III de Madrid. 2009.
- [2] Romero Carrasco, J. *Herramienta para la adquisición, procesamiento y monitorización de señales. Detección de fallos en ejes y rodamientos mecánicos*. Proyecto de Fin de Carrera, Universidad Carlos III de Madrid. 2011.
- [3] Zamora Abad, A. *Estudio mecánico avanzado de un eje de ferrocarril*. Proyecto de Fin de Carrera, Universidad Carlos III de Madrid. Noviembre 2010.
- [4] Rubio Alonso, H. *Caracterización de defectos localizados en sistemas mecánicos rotativos mediante análisis de vibraciones*. Tesis doctoral. Universidad Carlos III de Madrid. 2003.
- [5] García Prada, J.C., Pedrero Moya, J.I. *Cálculo, construcción y ensayo de máquinas I. Addenda: Vibraciones en Máquinas*. Universidad Nacional de Educación a Distancia. 1993.
- [6] Marín López, J.M. *Análisis y caracterización holista de un sistema rotativo complejo*. Tesis Doctoral, Universidad Carlos III de Madrid, Mayo de 2009
- [7] Rubio Alonso, H. *Análisis de la señal de vibración ante diferentes niveles de defecto en sistemas mecánicos*. Proyecto fin de carrera. Universidad Nacional de Educación a Distancia, Septiembre 1998
- [8] Casasola Paredes, G.A. *Multianálisis frecuencial y estadístico de la vibración emitida por un elemento mecánico con fallo bajo diferentes estados de carga*. Proyecto de Fin de Carrera, Universidad Carlos III de Madrid. Noviembre 2002
- [9] Jiménez Ortiz, J.G. & García de Jalón de la Fuente, J. *Teoría y práctica del análisis modal*, E.T.S.I.I. (for use with MATLAB). The Math Works. 1993.
- [10] NEWLAND, D.E. *Vibraciones aleatorias y análisis espectral*. Editorial AC. 1983.

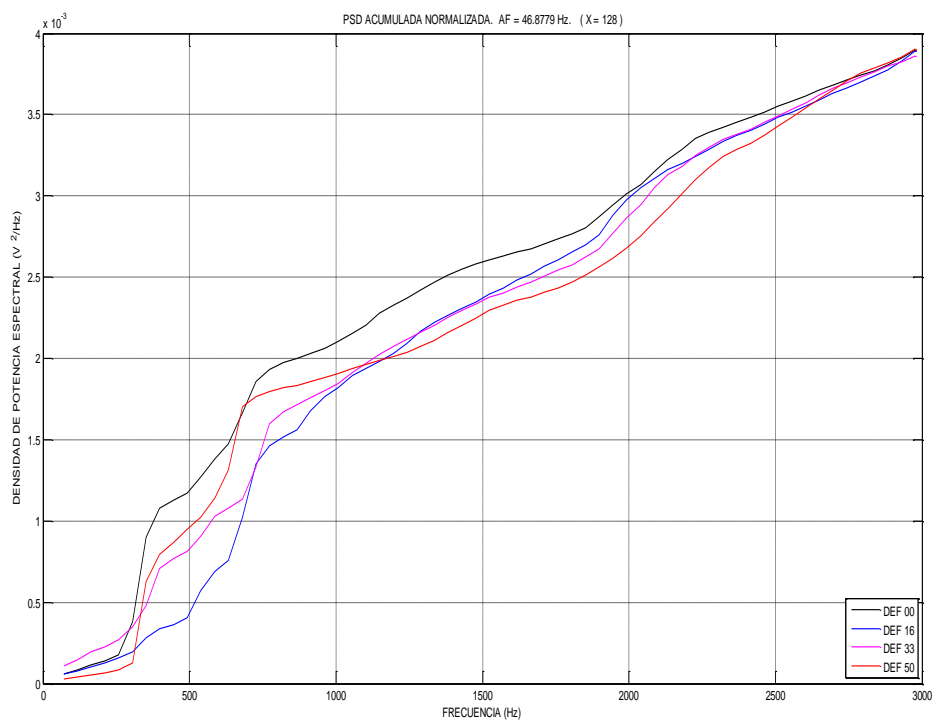
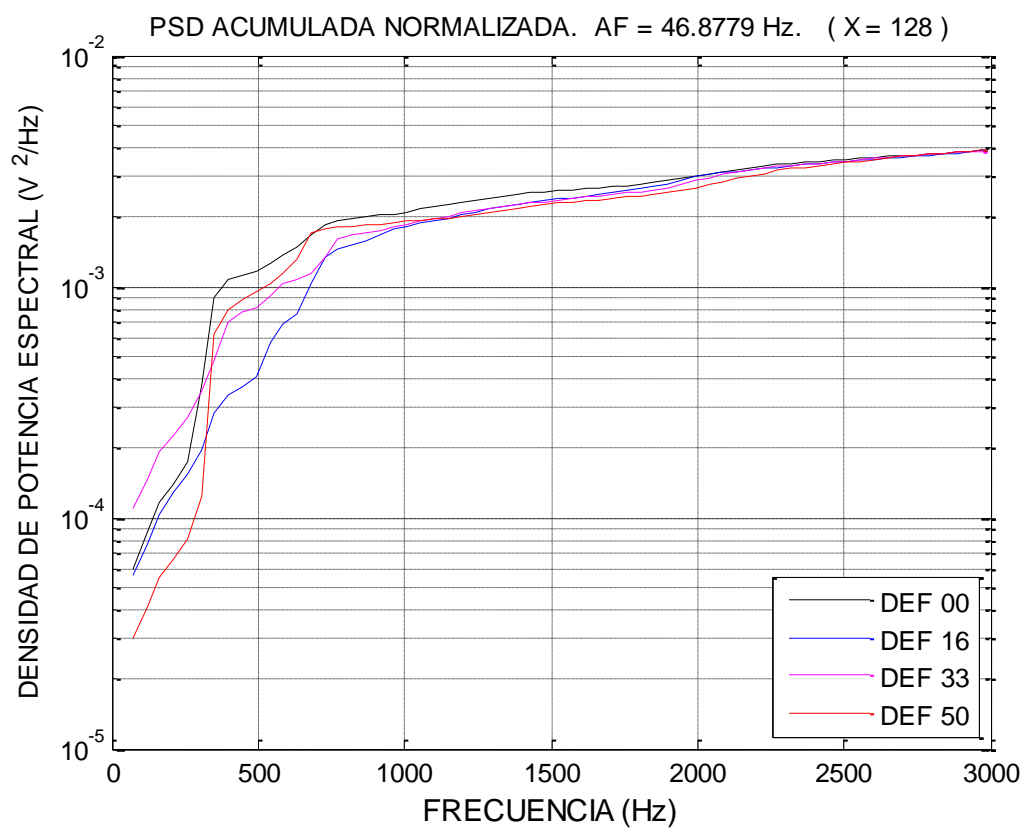
- [11] Dormido, S. y otros. *MATLAB guía de usuario*. Prentice Hall 1996
- [12] Marco Esteban, Eva. Metodología para el análisis a fatiga mediante l código Pro engineer: aplicación a un eje ferroviario. Proyecto de Fin de Carrera, Universidad Carlos III de Madrid. 2010
- [12] ARAMBURU, I & IRISARRI, A. M., Análisis de los modelos de acumulación de daño a fatiga. España, 2003
- [13] ARTÉS, M. y GARCÍA, J. C. Aplicación del análisis espectral para mantenimiento preventivo de sistemas mecánicos. Anales de Ingeniería Mecánica, , 1986.
- [14] BABKIN, A. S. and ANDERSON, J. J. Mechanical signature analysis. Sound and vibration. April 1973.
- [15] GARCÍA, J. C.; RUBIO, H.; RODA, C. J.; LORCA, P. J. y GUTIÉRREZ DE ROZAS, L. Estudio del desalineamiento en una reductora mediante análisis frecuencial de la señal vibratoria. XV CNIM, Anales de Ingeniería Mecánica. Cádiz, 2002

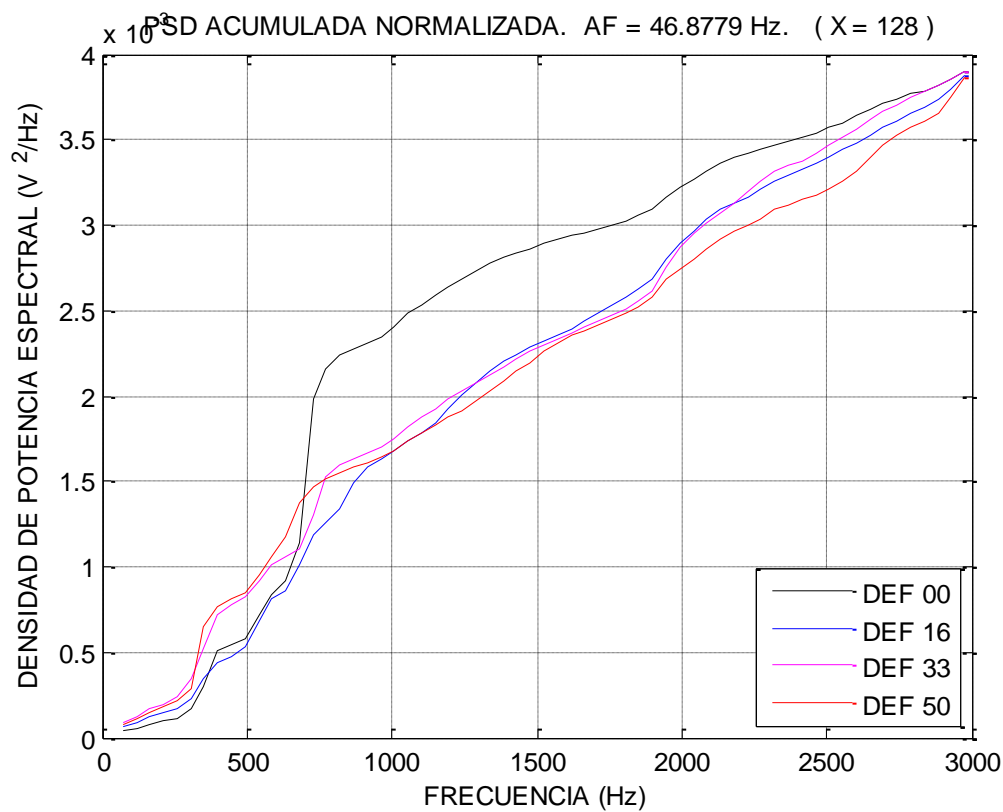
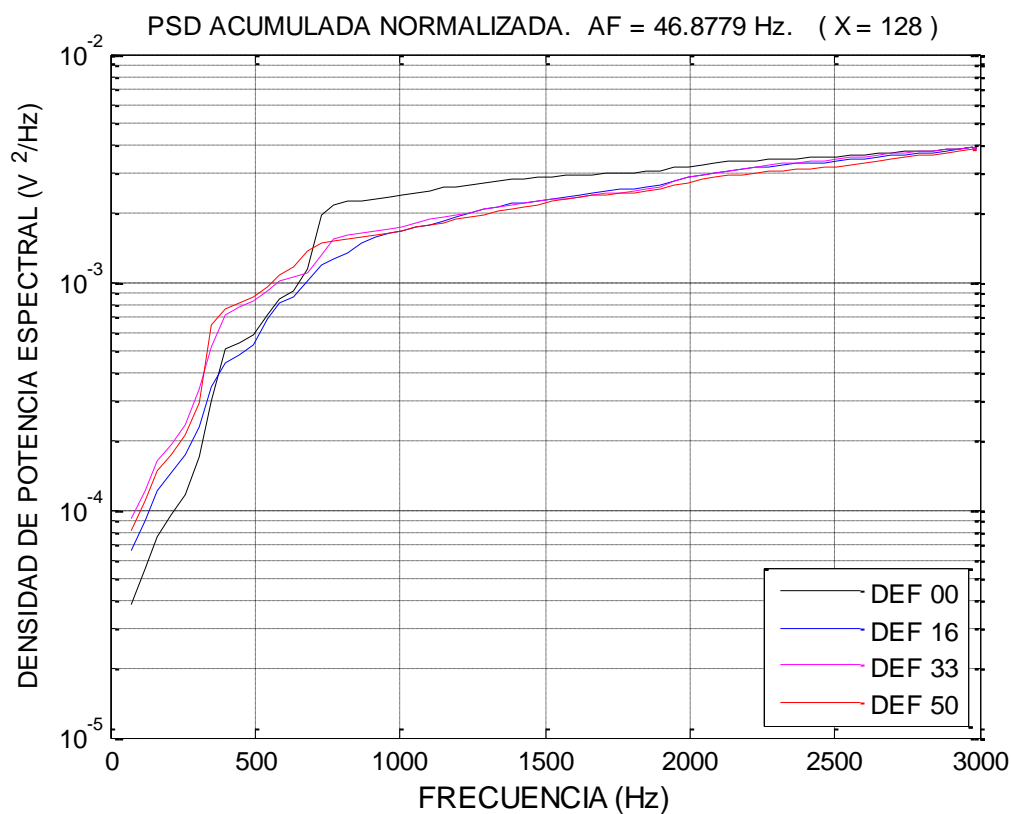
REFERENCIAS ELECTRÓNICAS

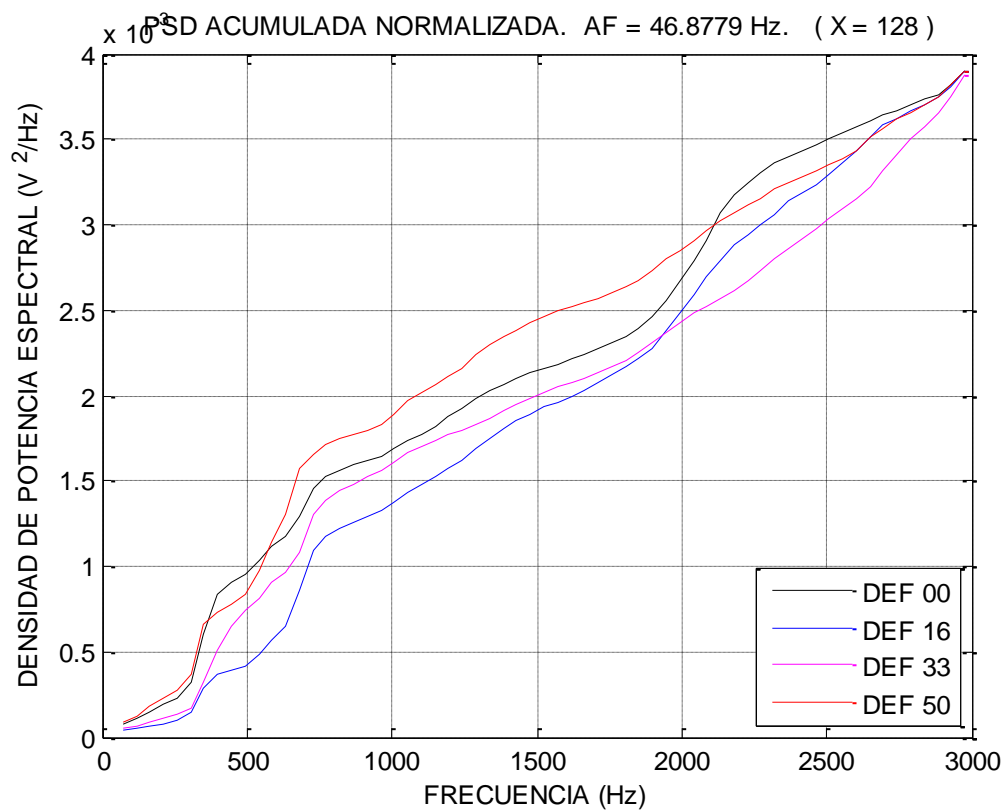
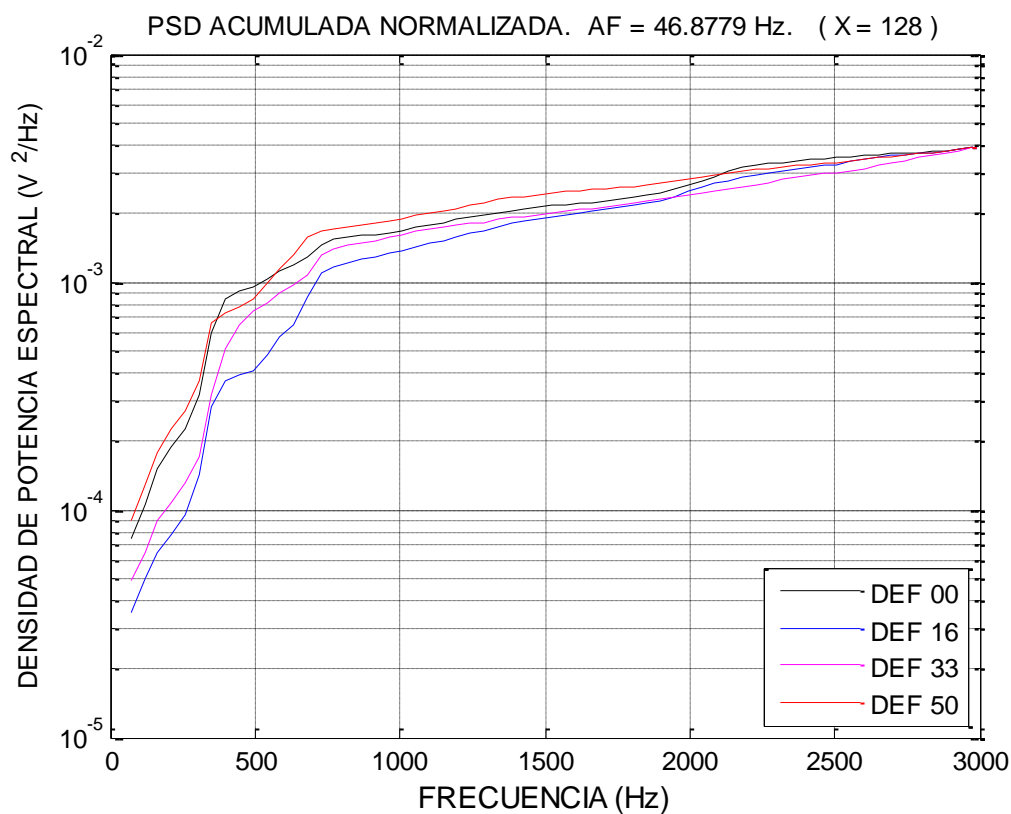
1. Proyecto sobre vibraciones mecánicas.
<http://www.tav.net/transductores/vibraciones-mecanicas.pdf>
2. Trabajo sobre mantenimiento predictivo.
<http://www.monografias.com/trabajos17/mantenimientopredictivo/mantenimiento-predictivo.shtml>
3. Artículo sobre tendencias del mantenimiento industrial.
<http://www.sinais.es/Vibra/Mantenimiento%20Predictivo.pdf>
4. Artículo de empresa sobre mantenimiento predictivo.
<http://www.preditec.com/servicios/mantenimiento-predictivo-por-analisis-devibraciones/>
5. Informe sobre análisis de vibraciones aplicado a las máquinas rotatorias de baja velocidad.
<http://www.mantenimientomundial.com/sites/mm/notas/Estupi1.pdf>
6. Artículo sobre análisis de vibraciones e interpretación de datos.
<http://www.guemisa.com/articul/pdf/vibraciones.pdf>
7. Artículo sobre vibración en máquinas.
<http://es.scribd.com/doc/59408264/Vibracion-en-Maquinas>
8. Artículo sobre análisis de vibración
<http://confiabilidad.net/articulos/incrementando-la-efectividad-de-su-analisis-devibracion/>
9. Web de empresa dedicada a ingeniería de mantenimiento.
http://www.sinais.es/rodamientos/deterioro_rodamientos.html
10. Artículo sobre accidentes ferroviarios
<http://tigrepelvar6.wordpress.com/2010/06/03/accidentes-ferroviarios-historicos-en-el-mundo-con-mas-de-200-muertos-hasta-mayo-2010/>

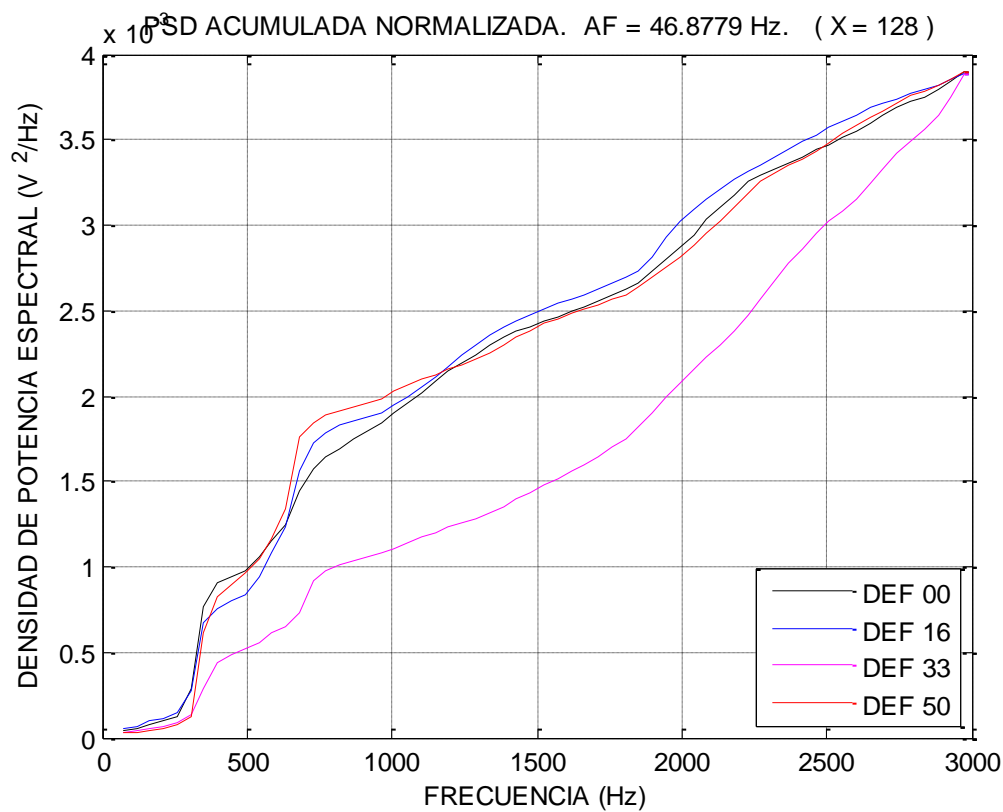
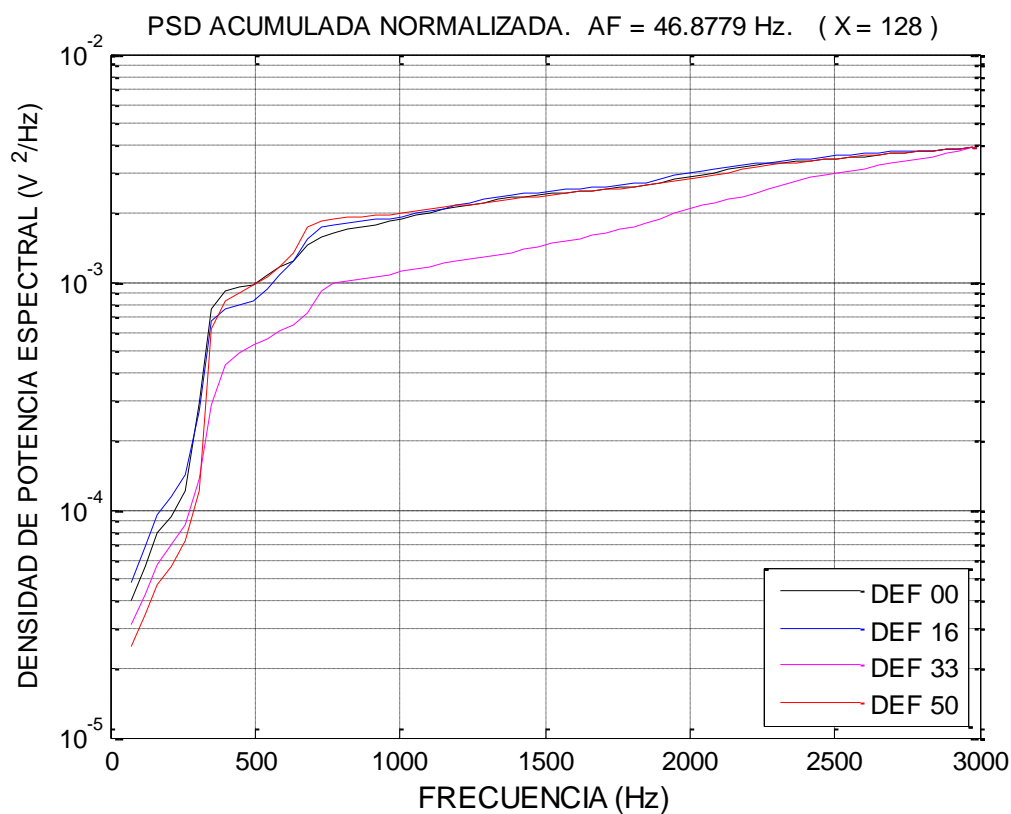
ANEXO

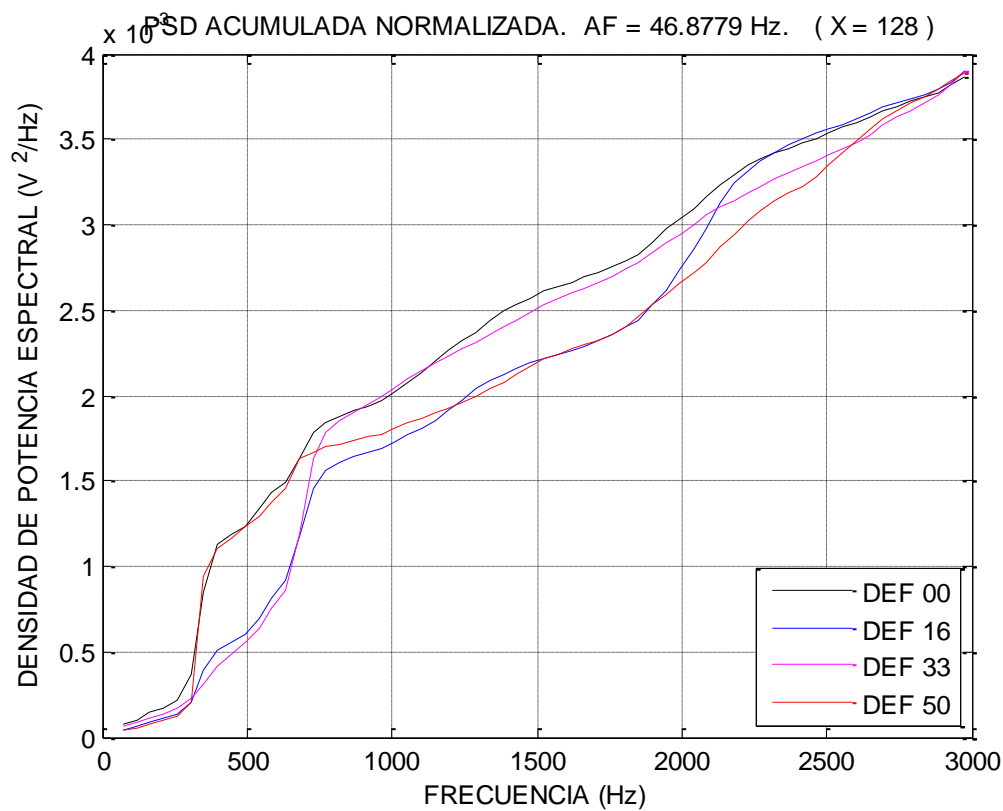
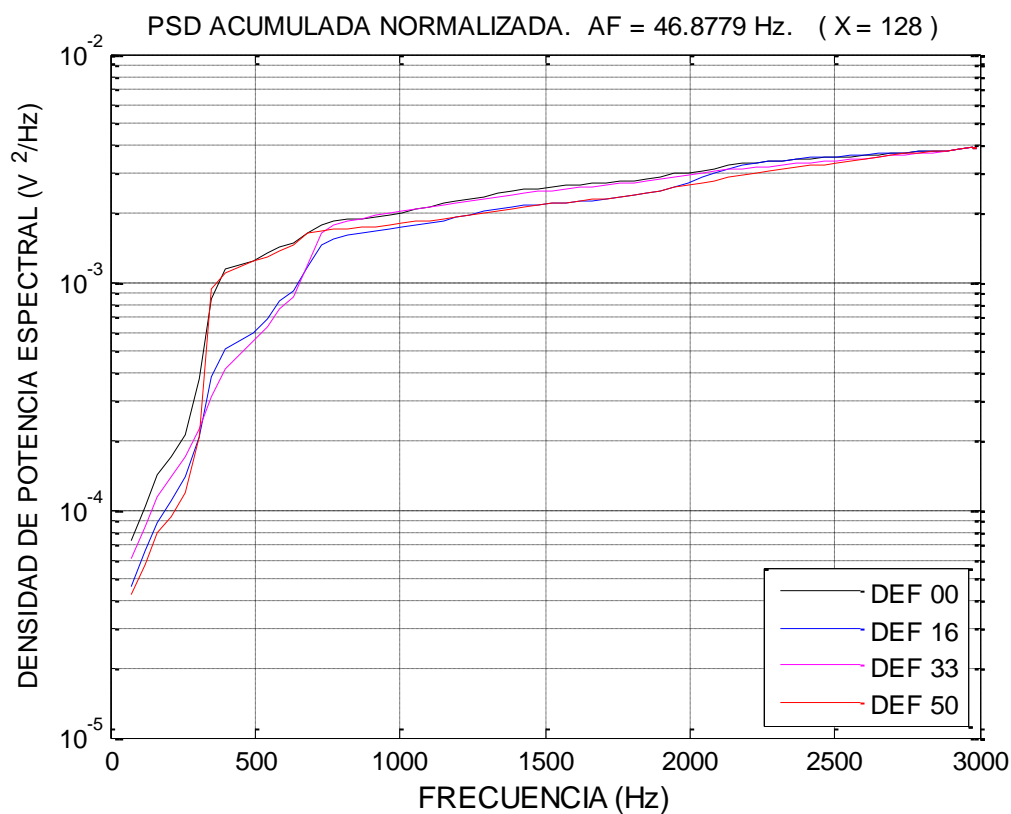
GRAFICAS FINALES

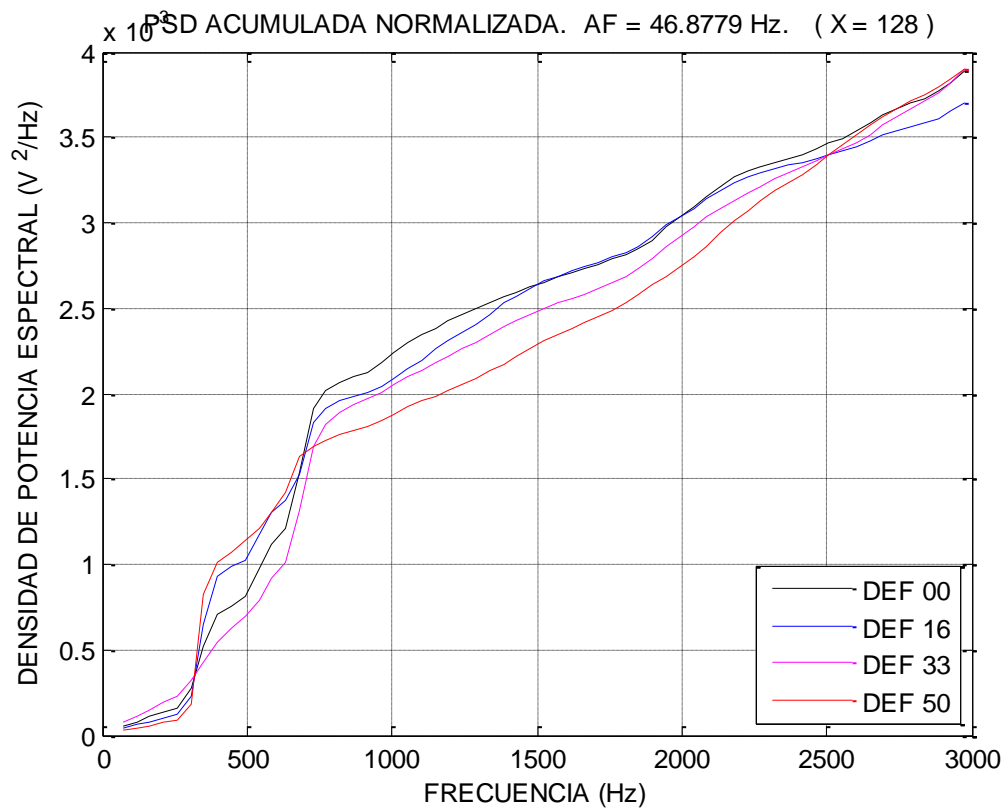
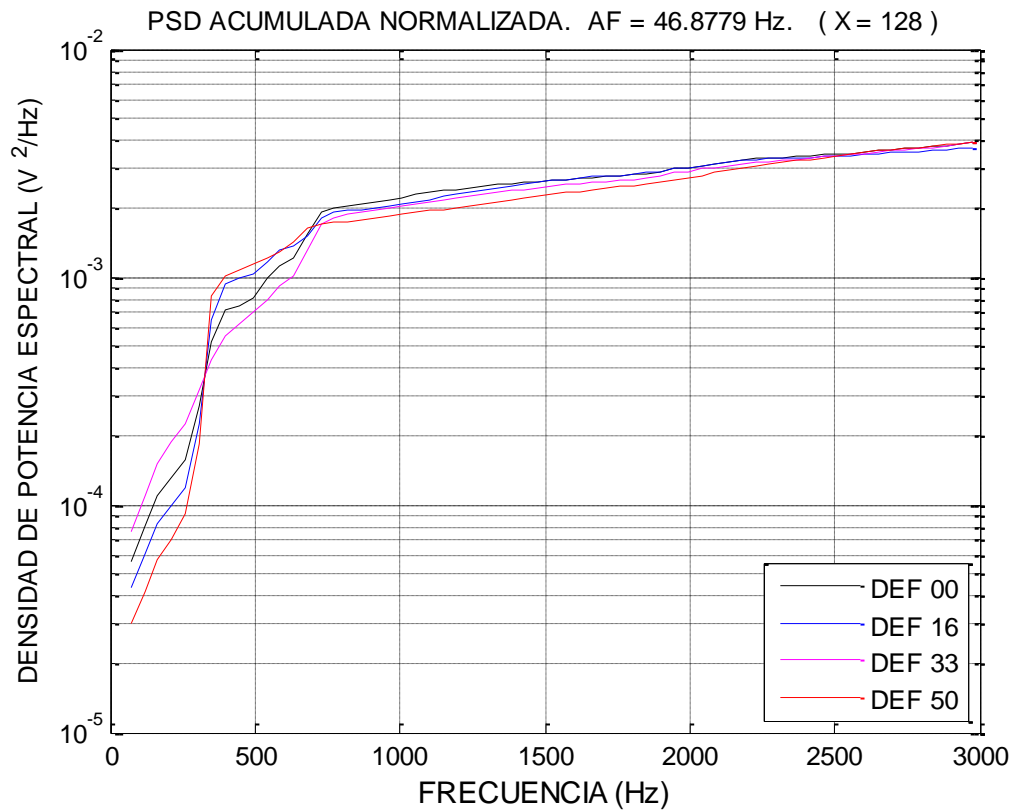
EJE 2 20 Hz

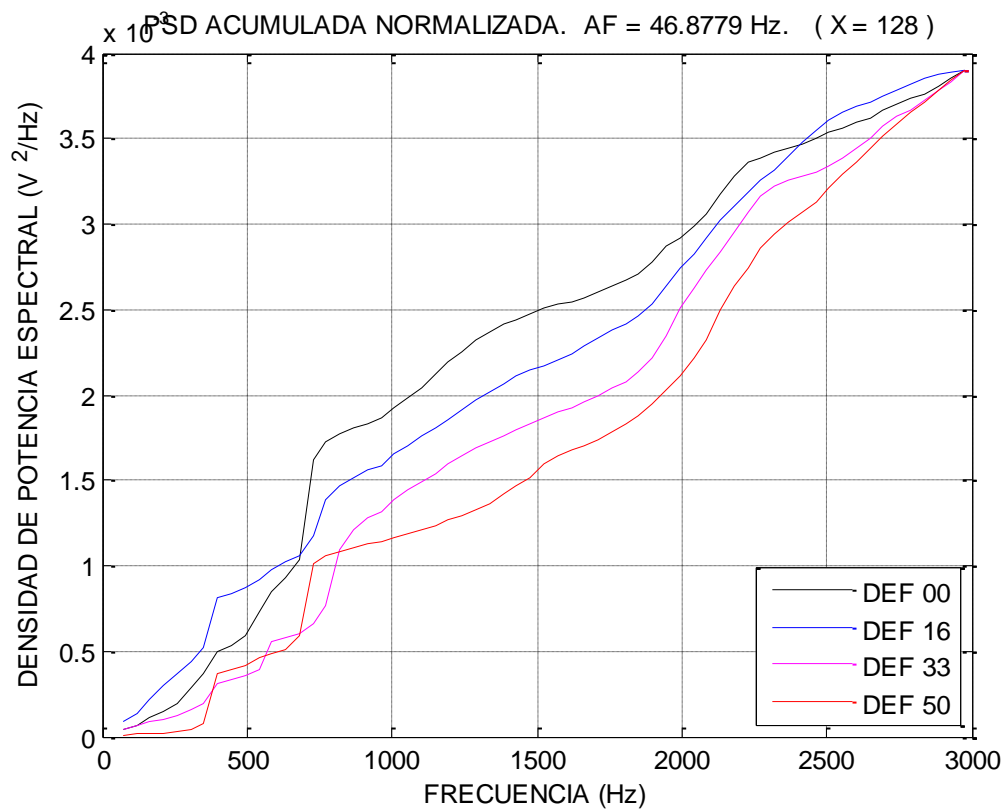
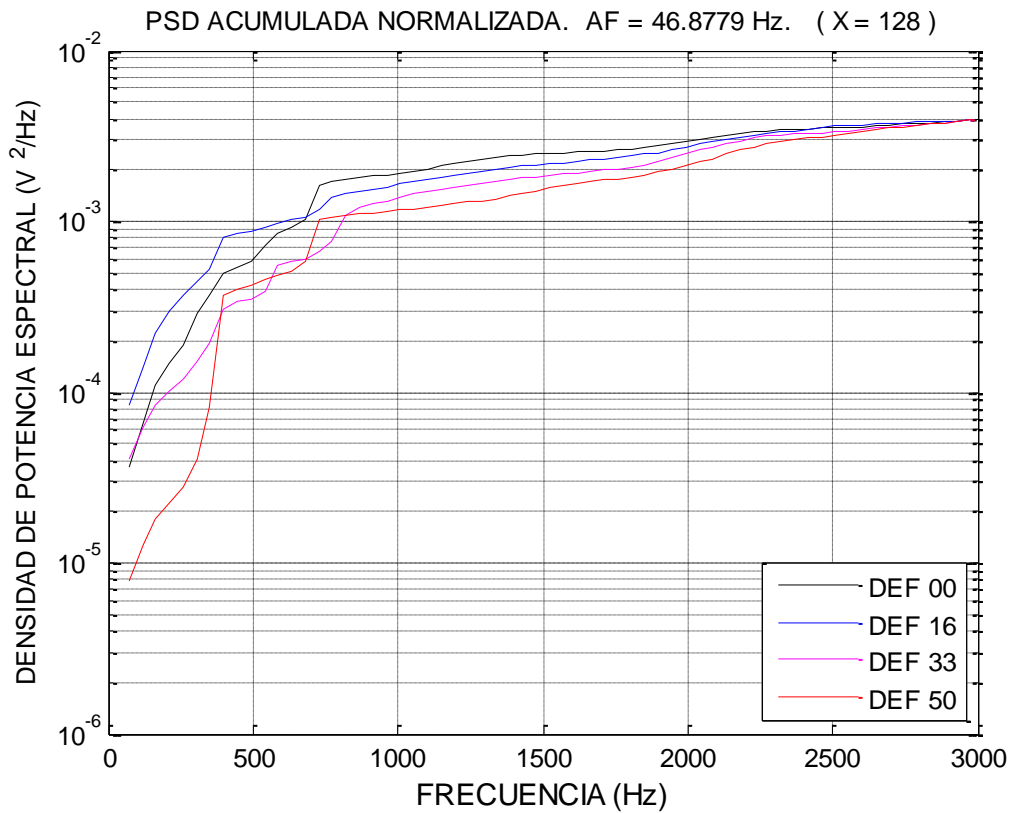


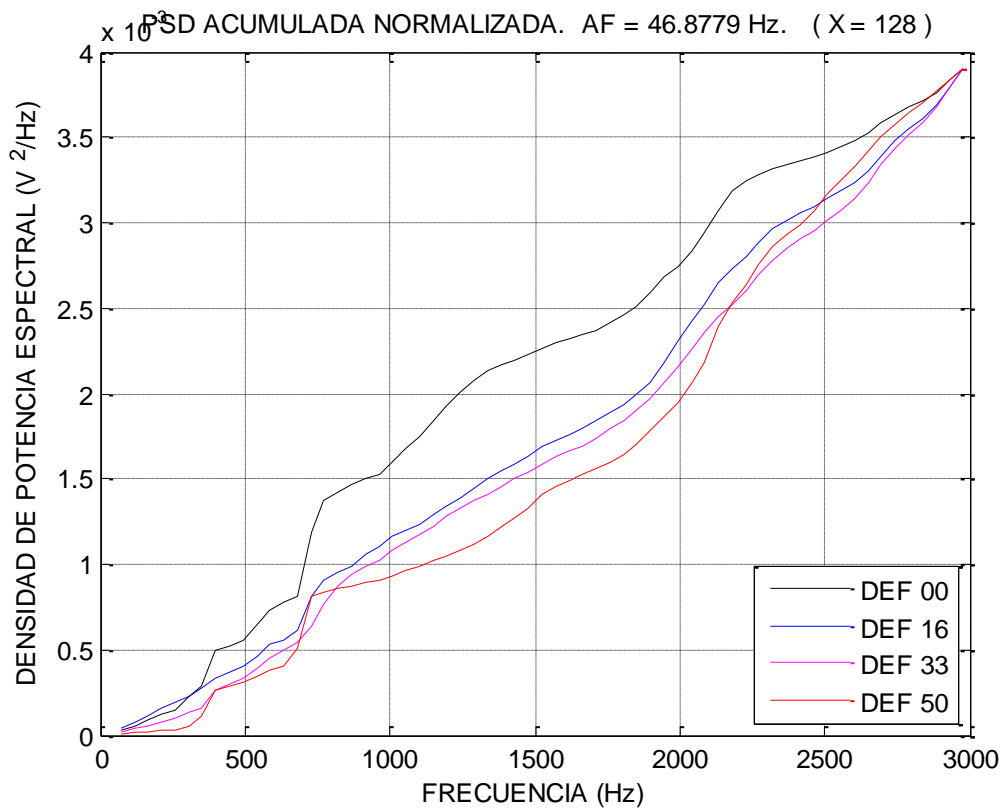
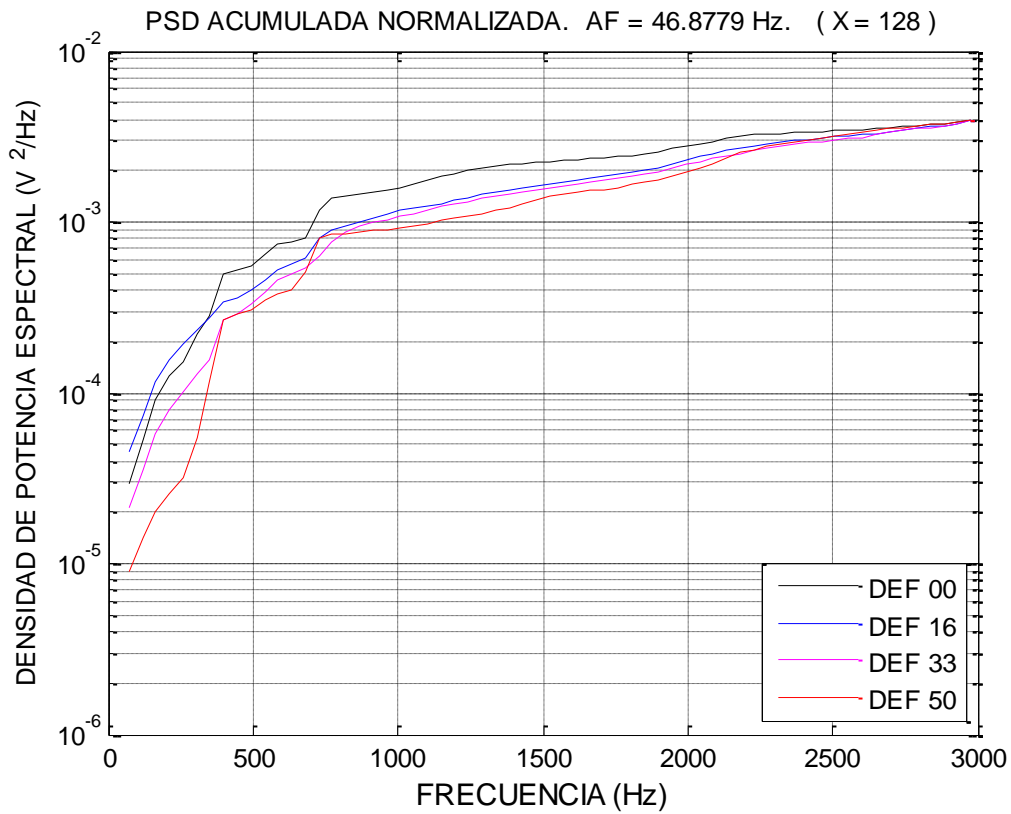


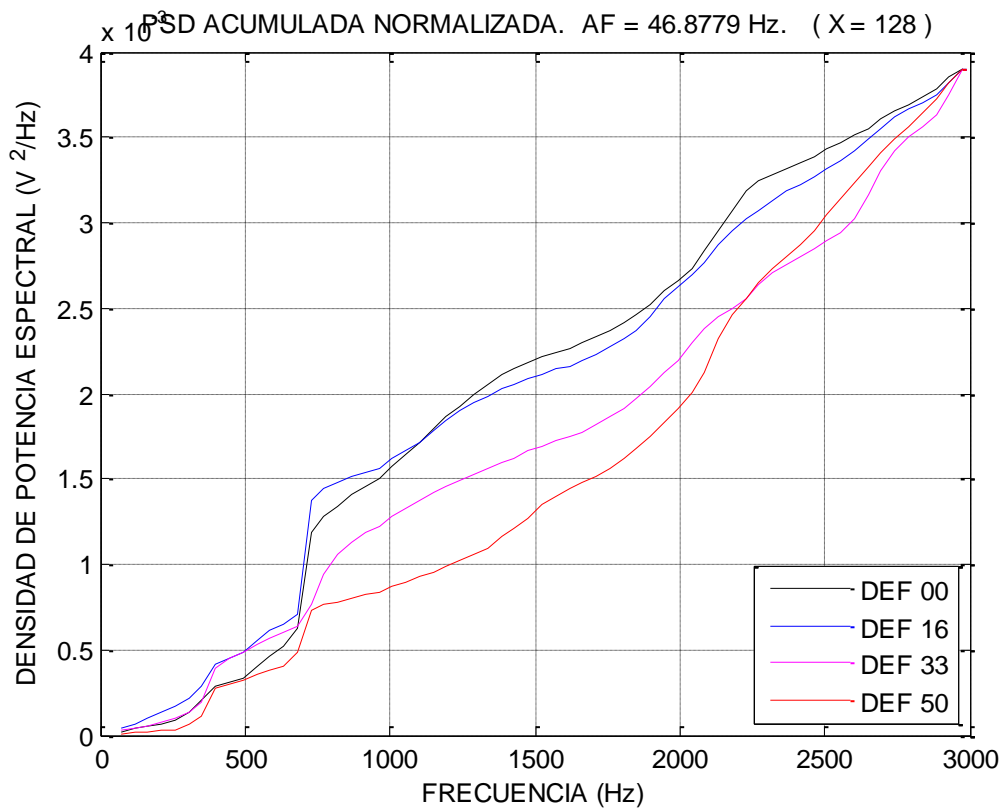
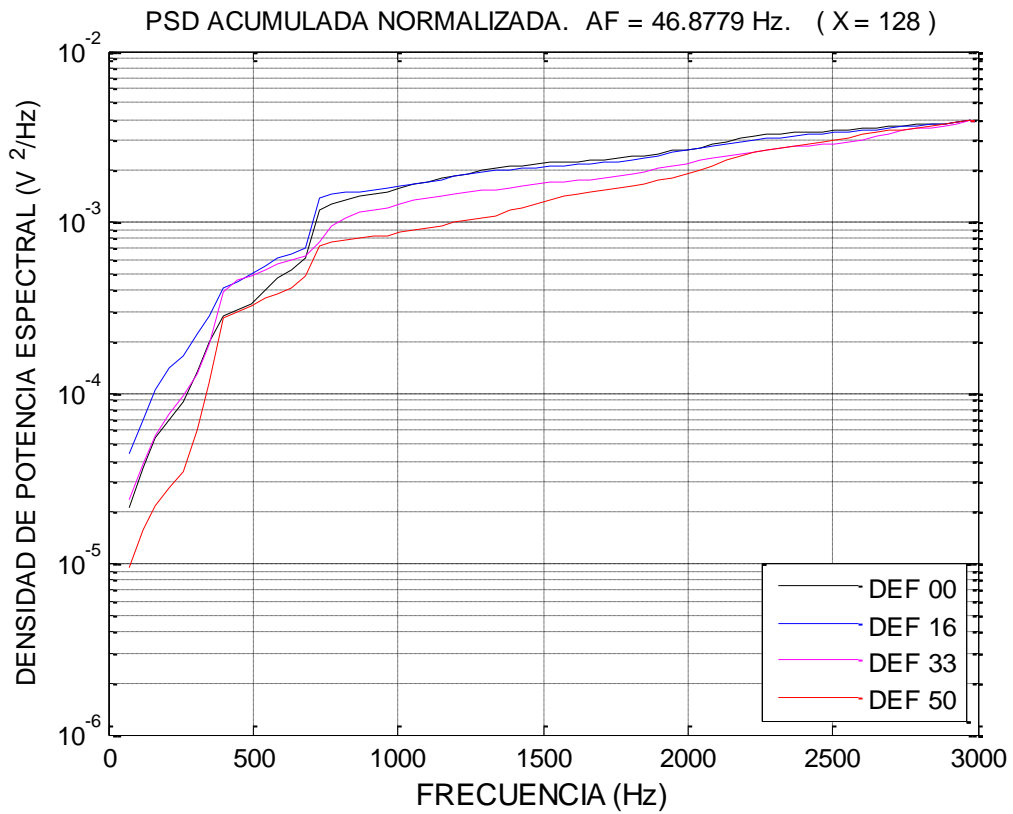


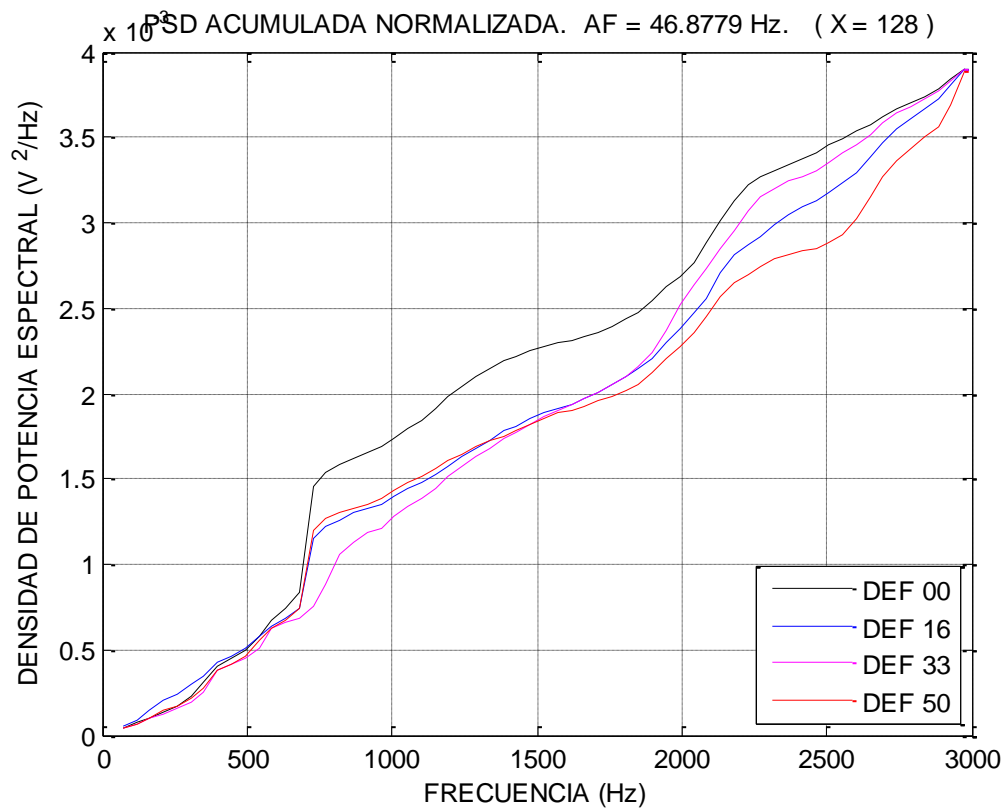
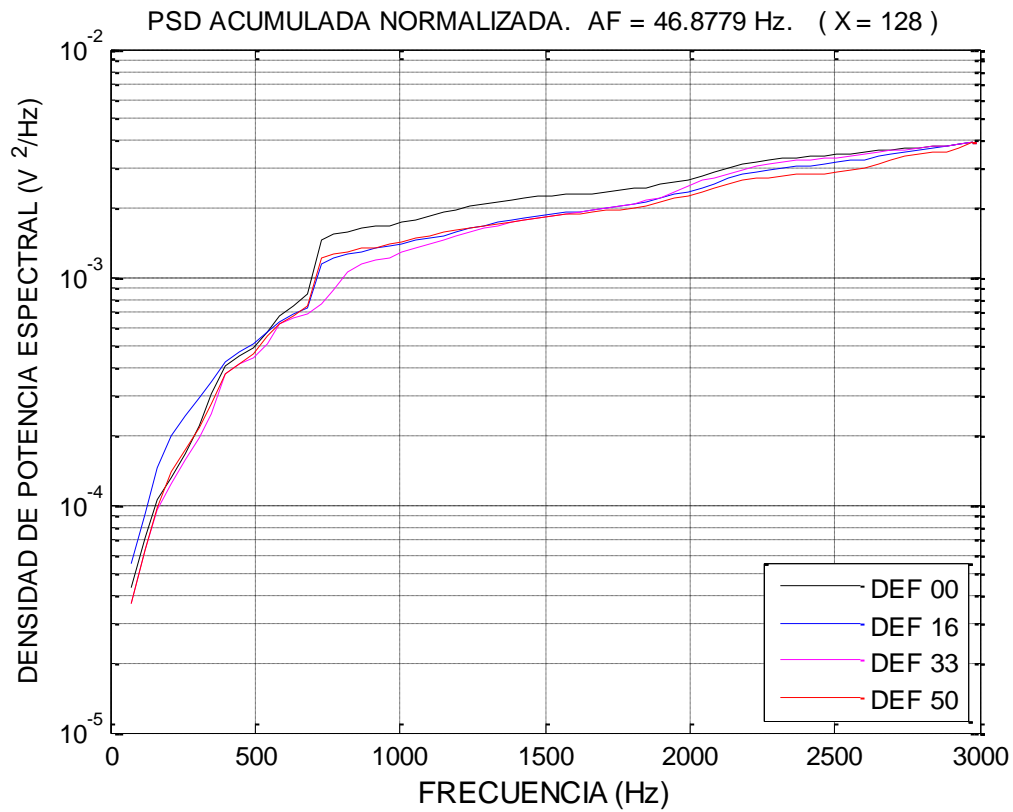


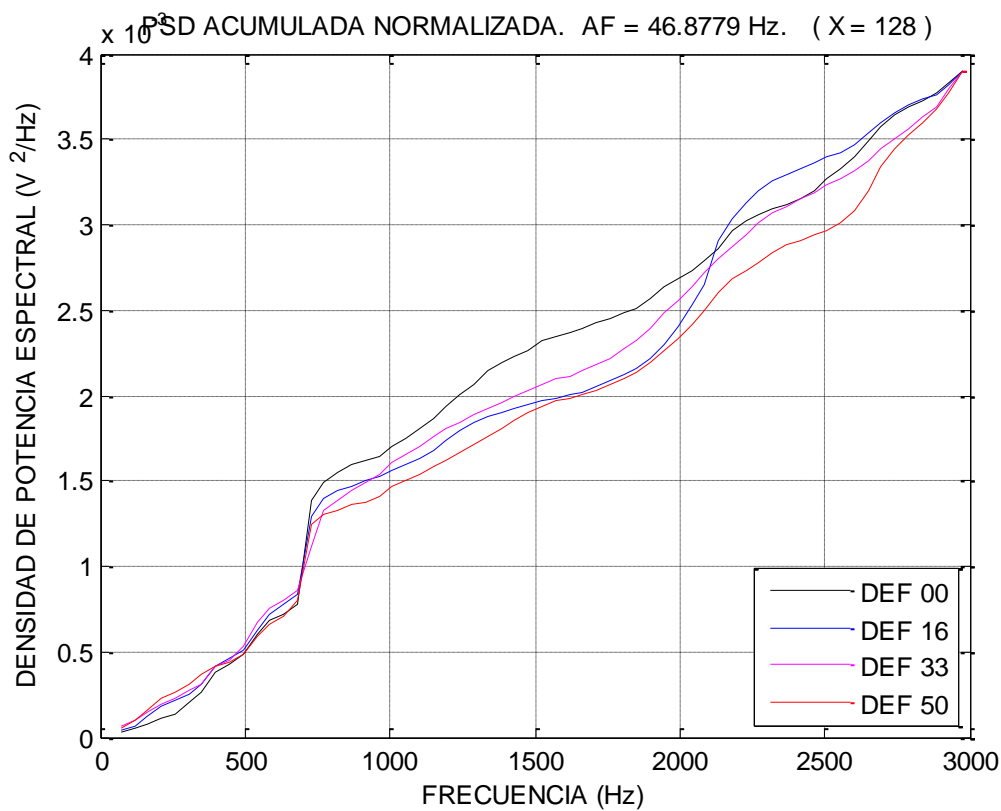
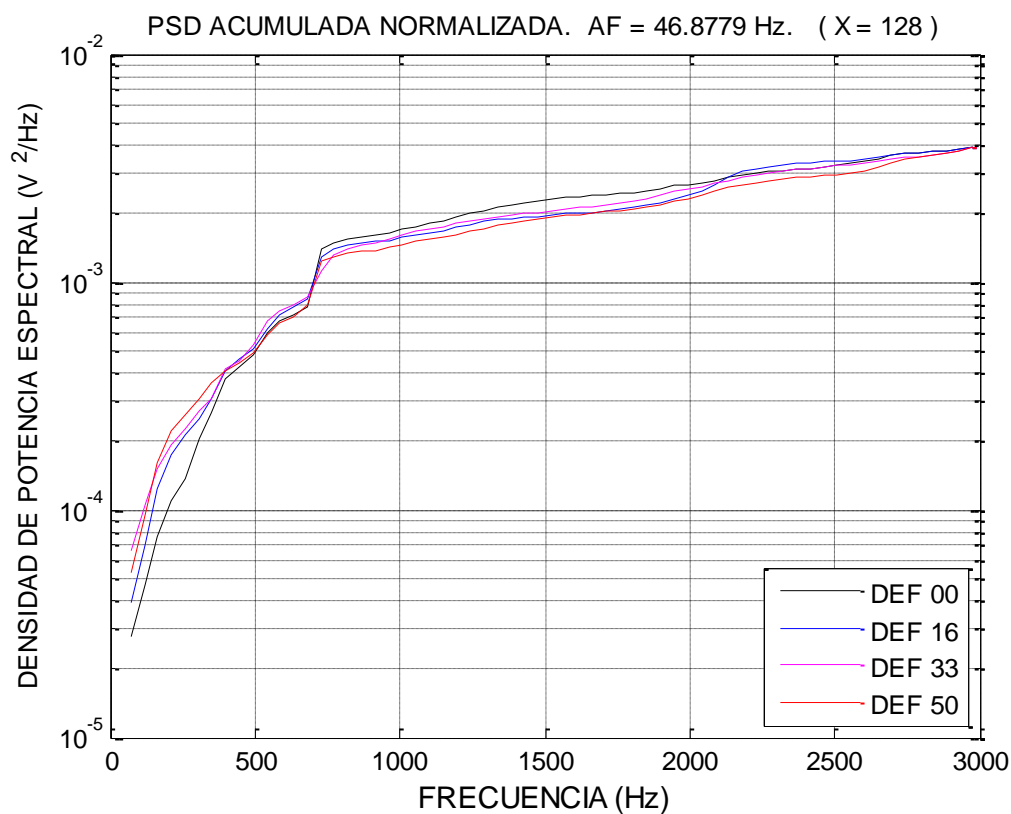


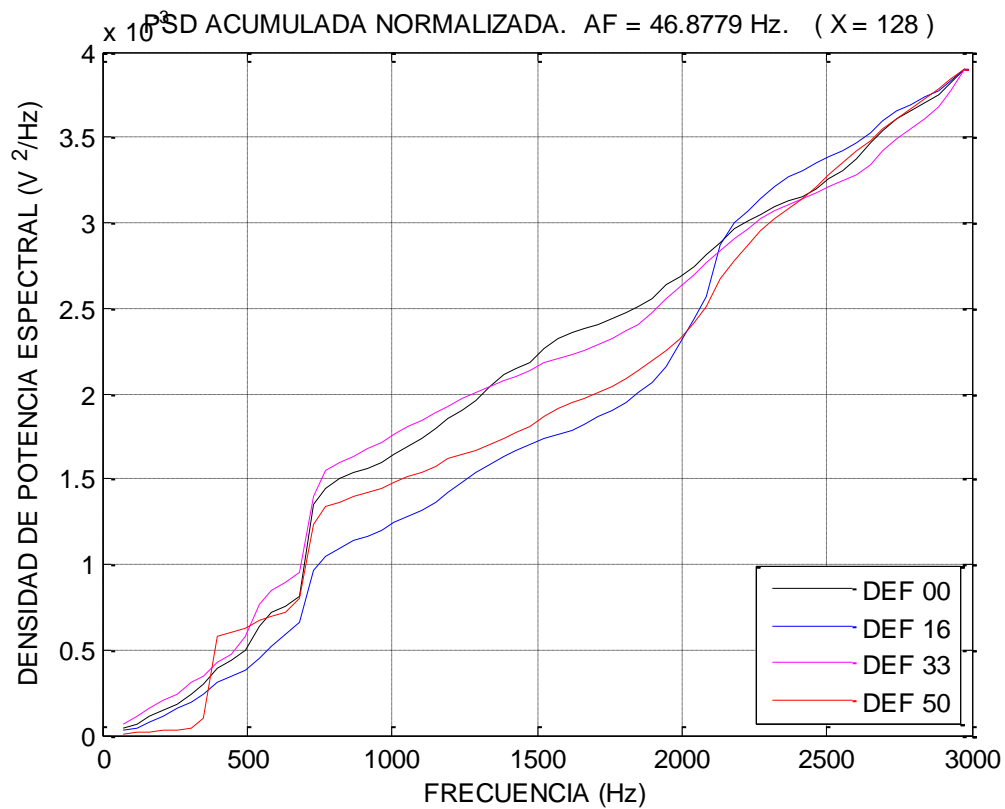
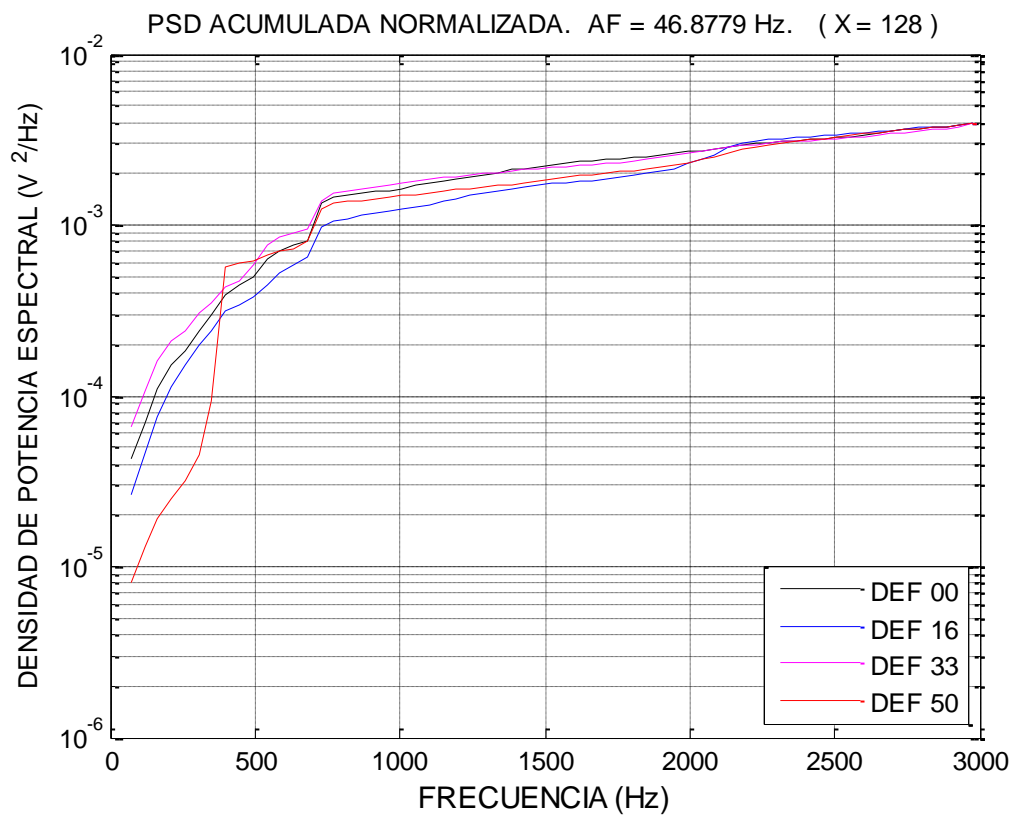
EJE 2 40 Hz

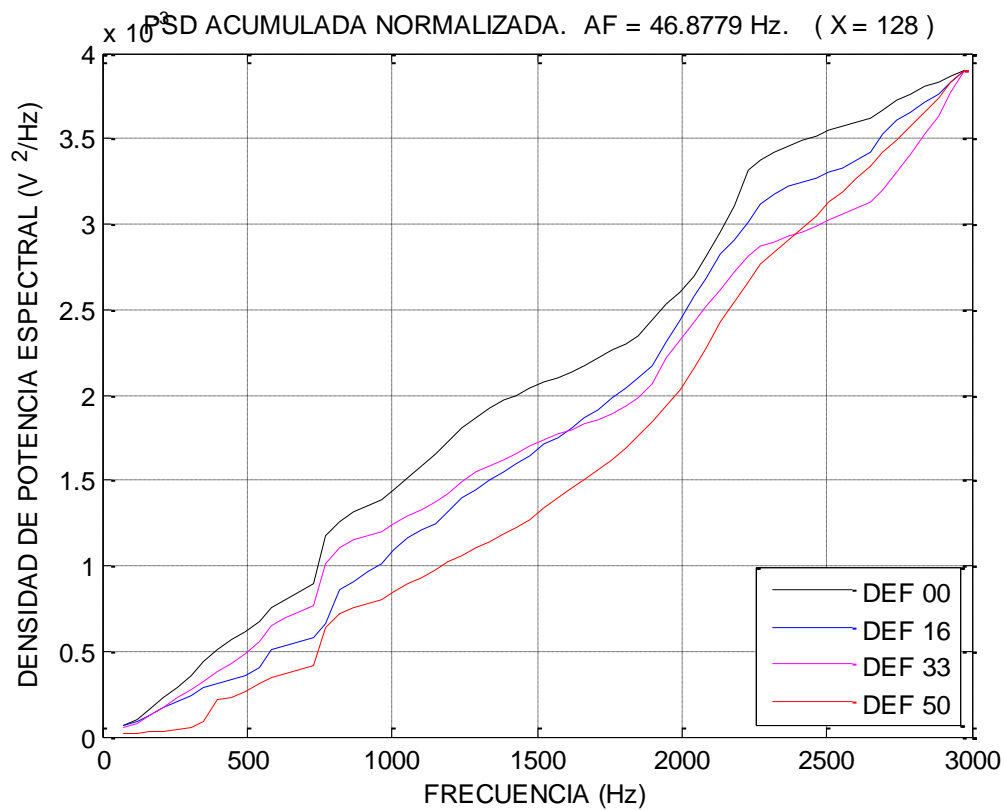
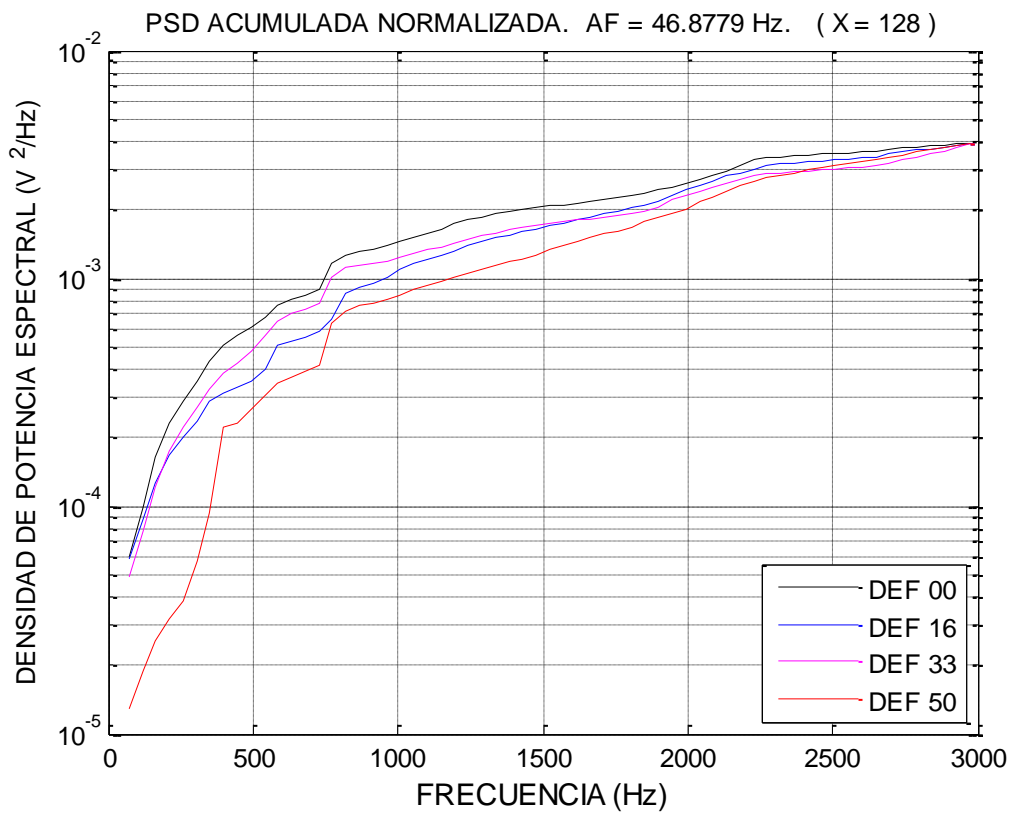


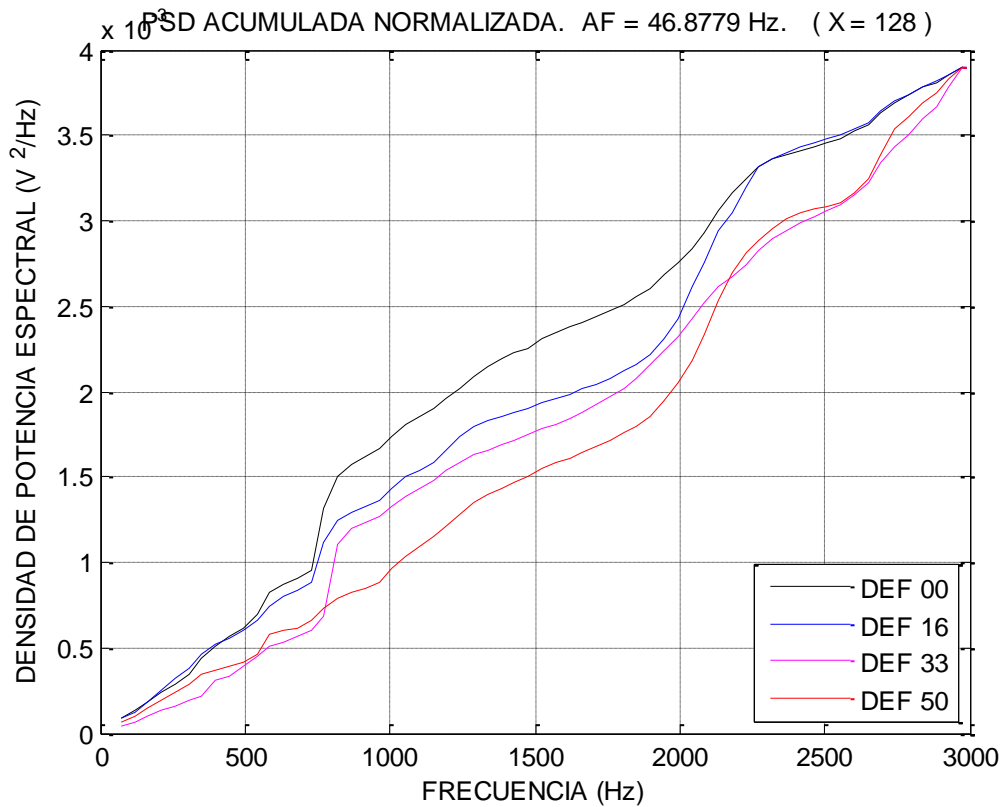
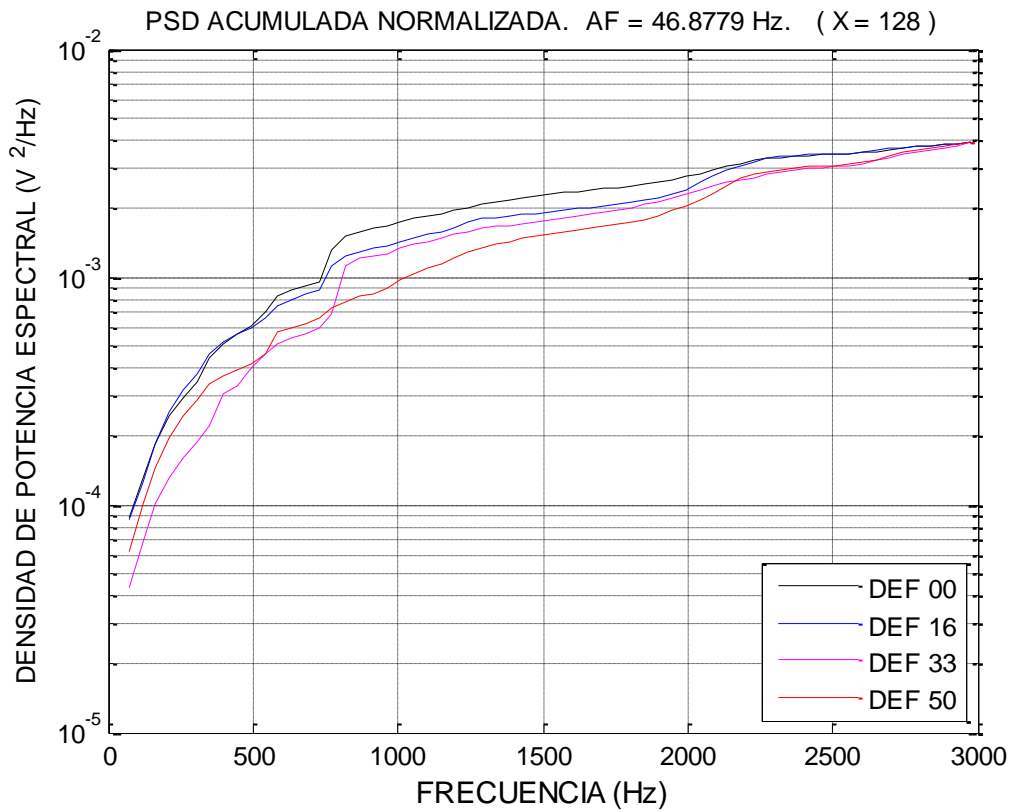


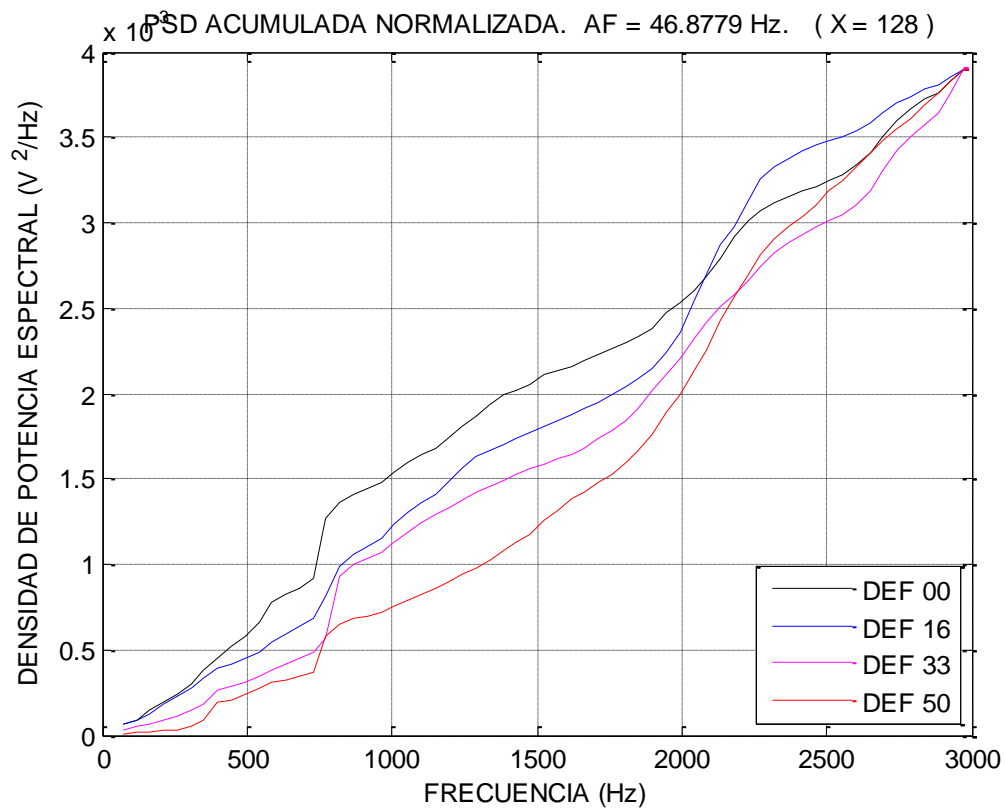
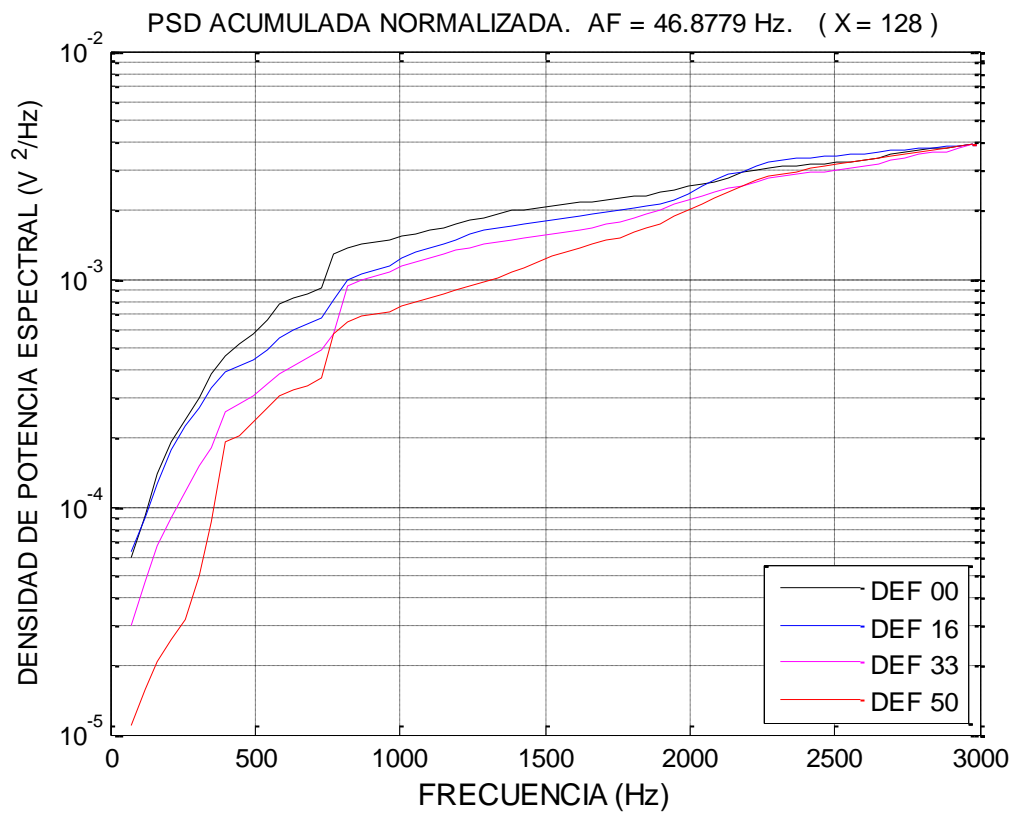


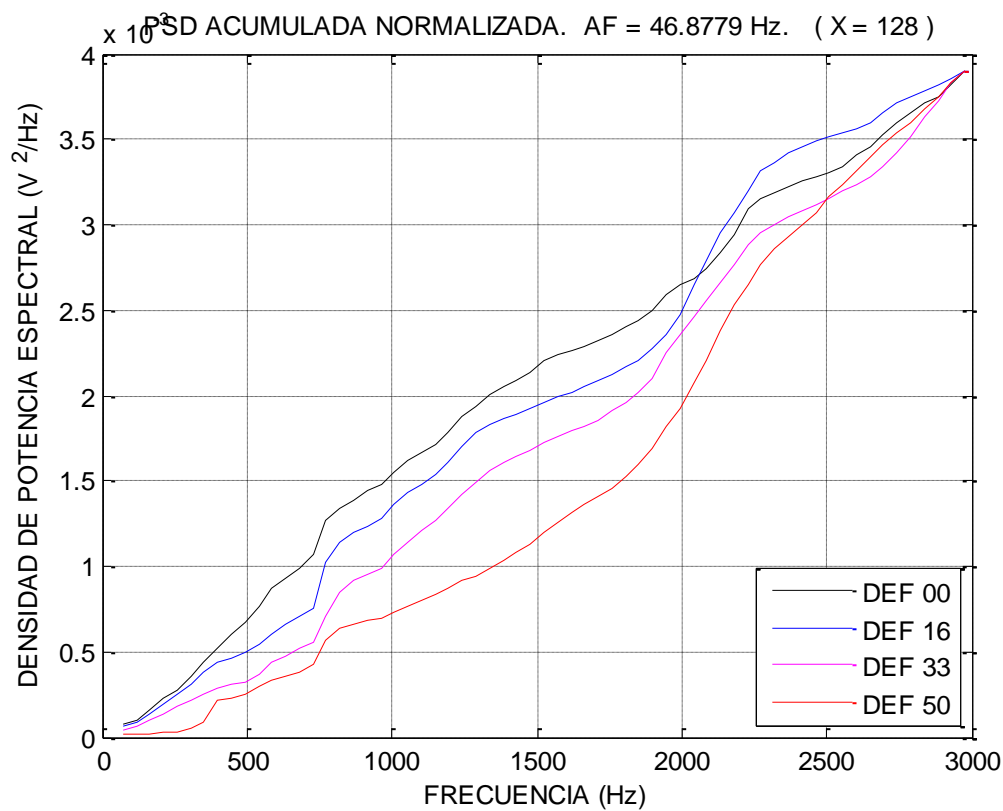
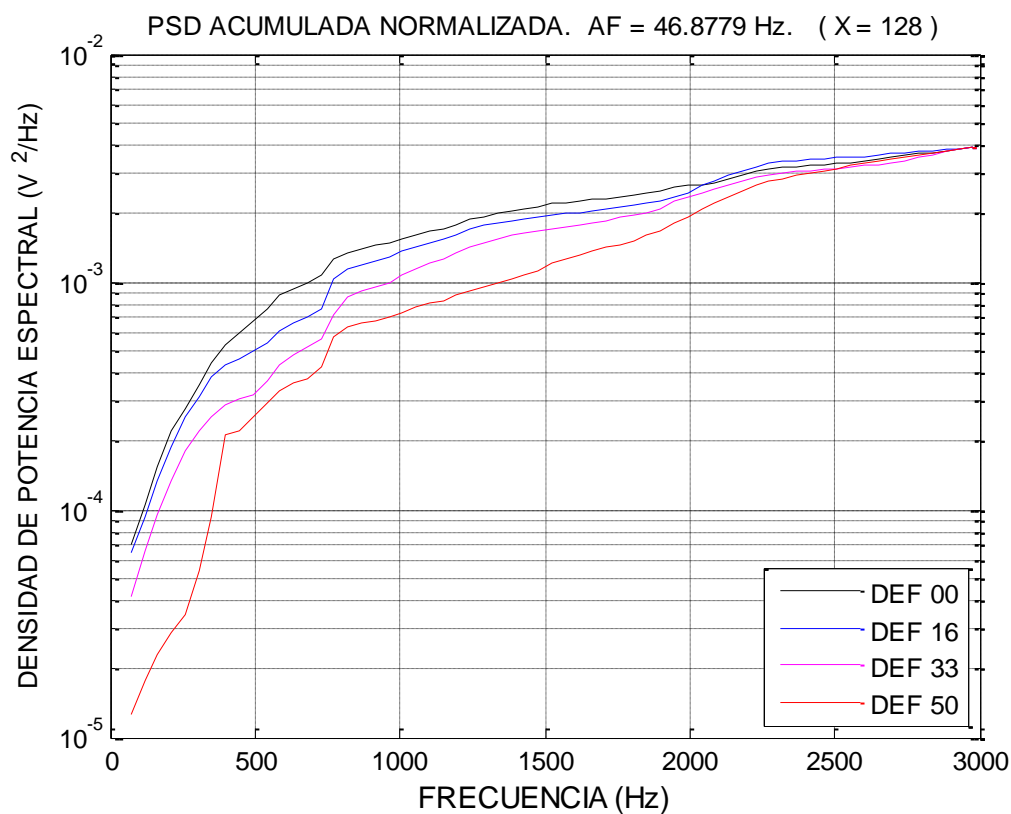


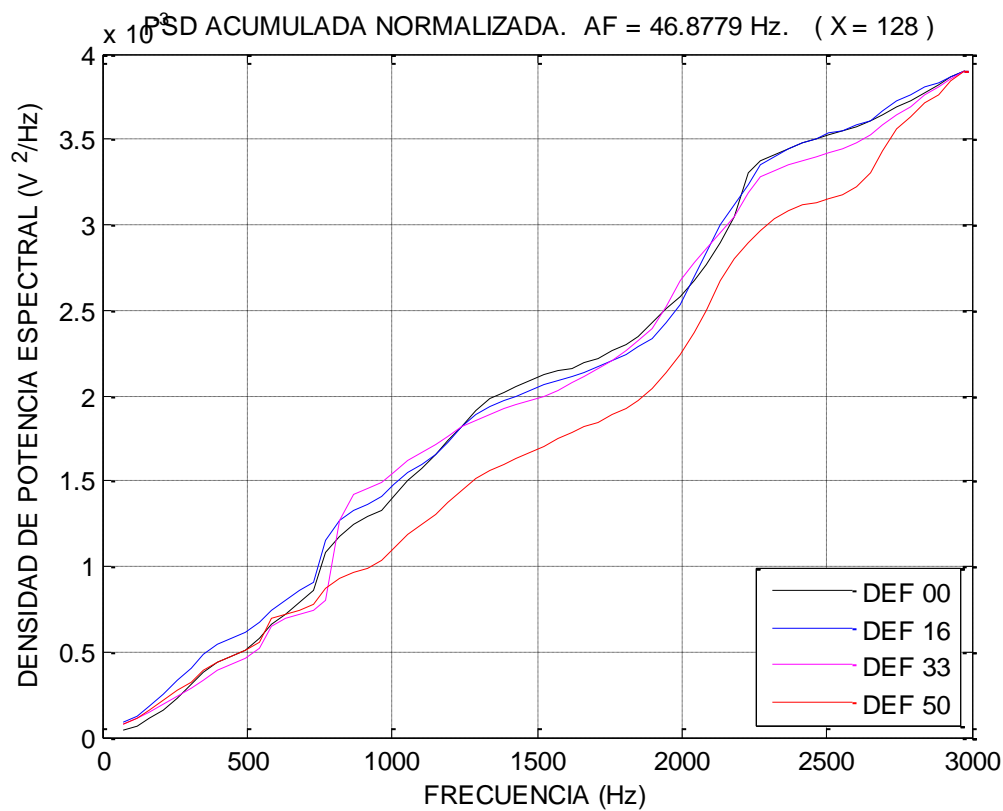
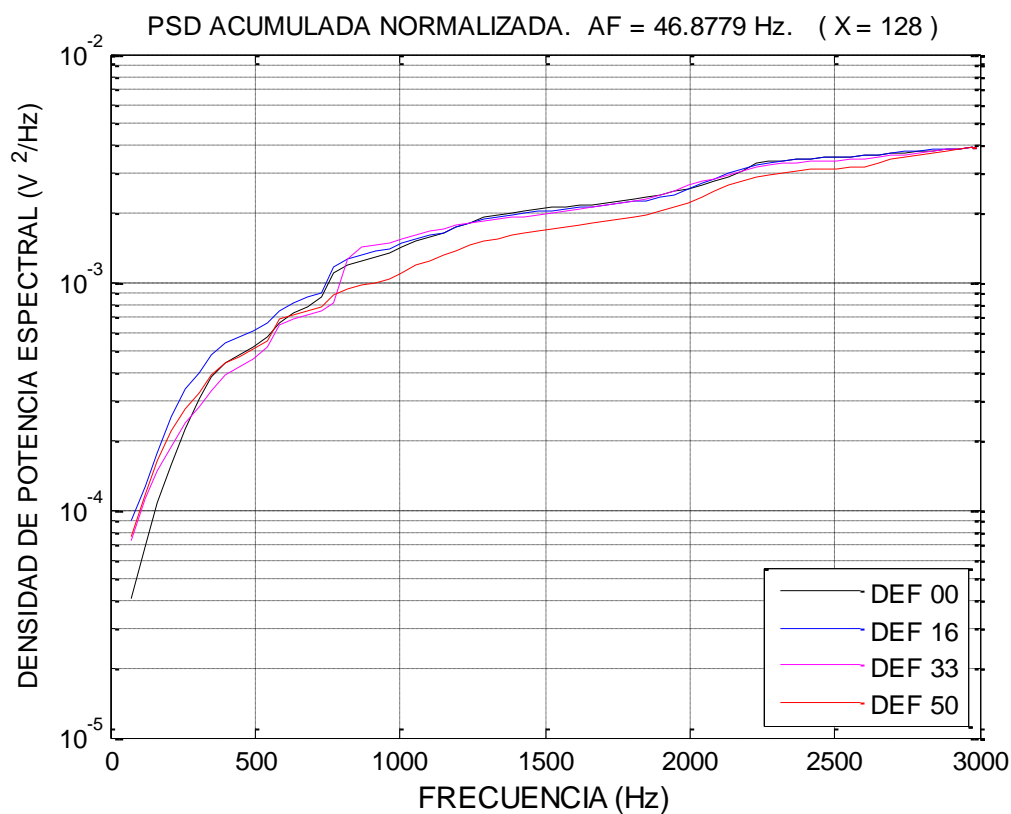


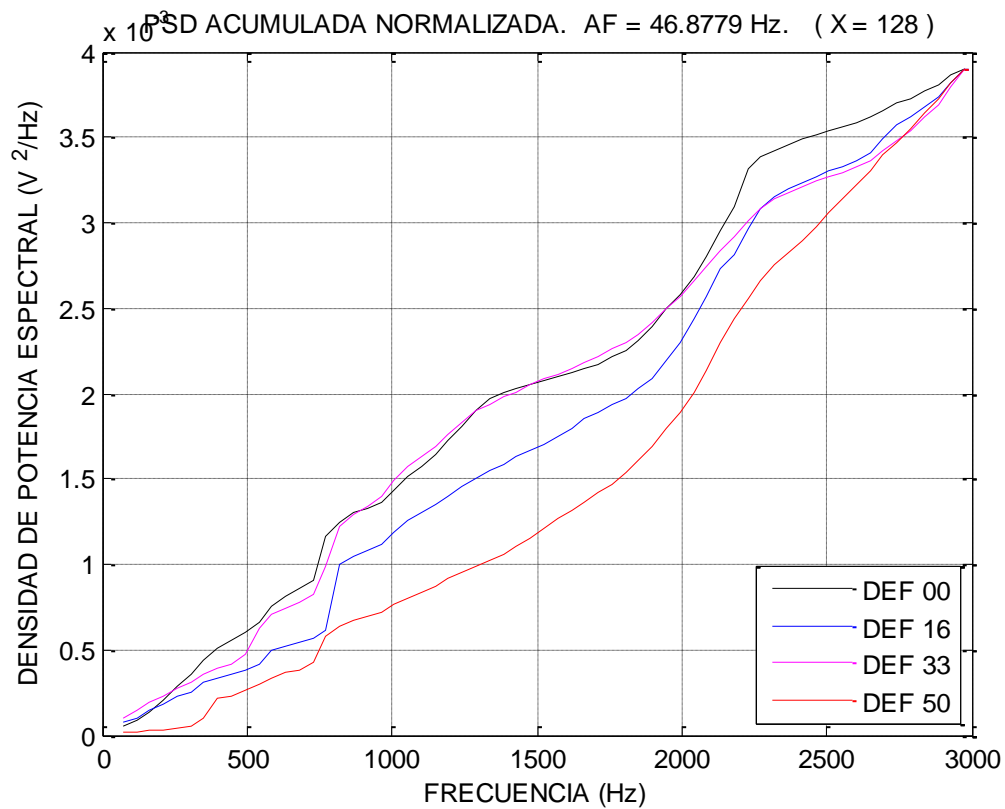
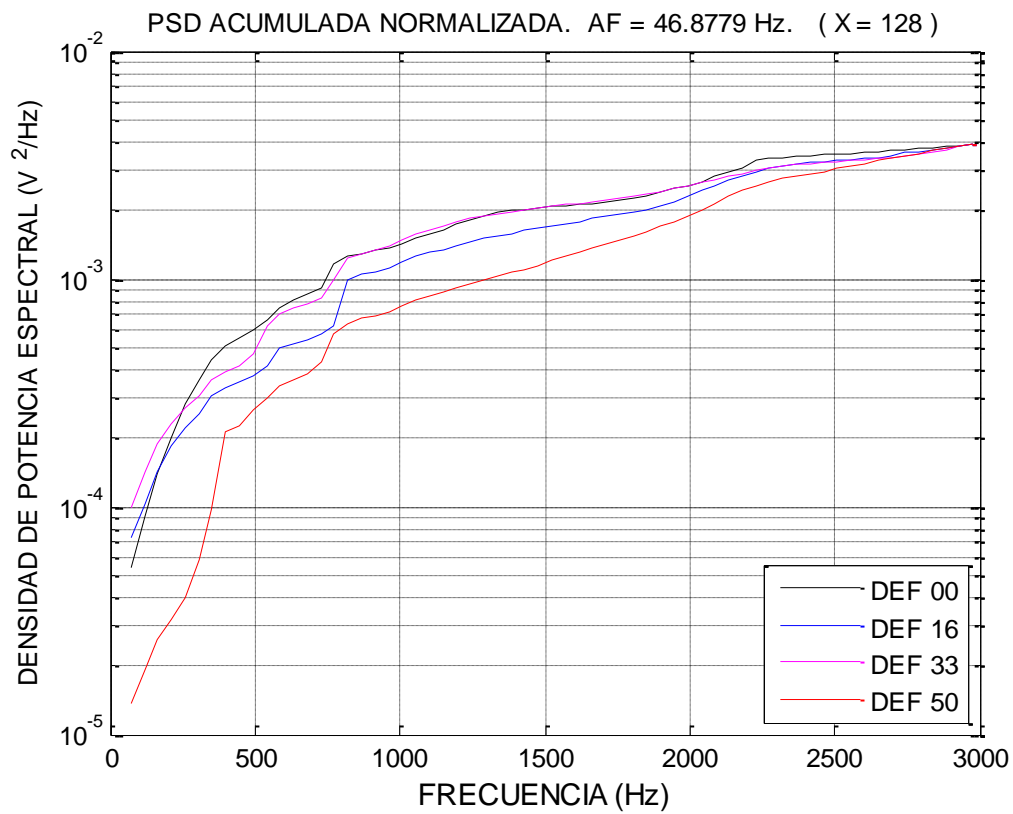
EJE 2 60 Hz

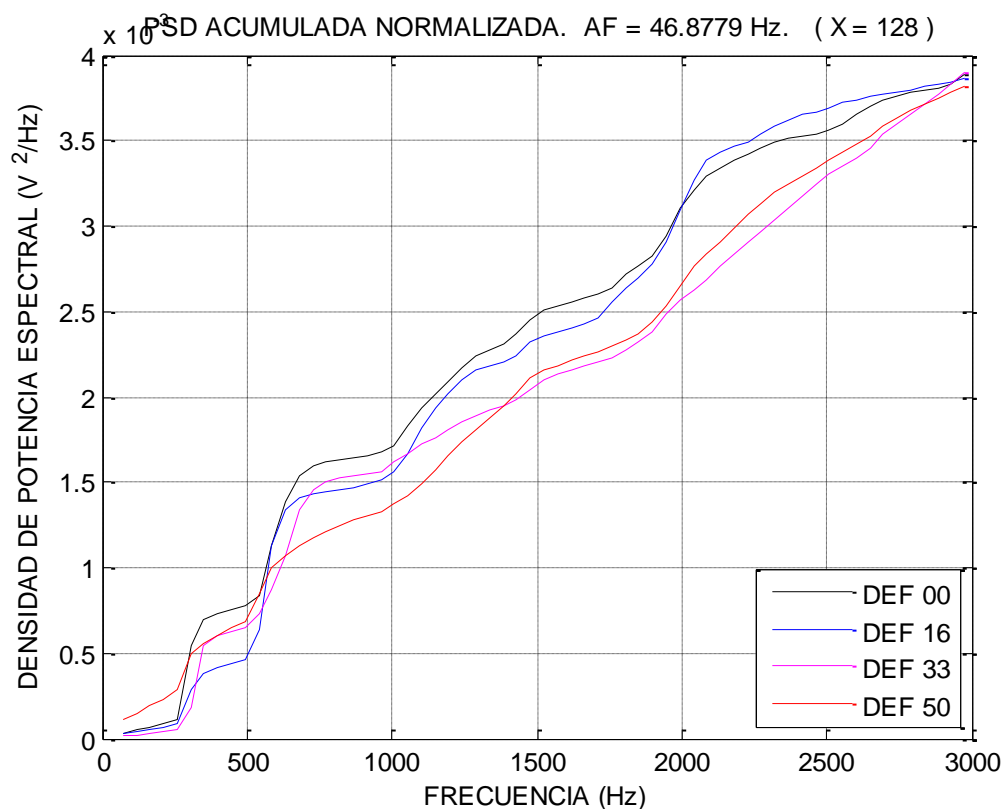
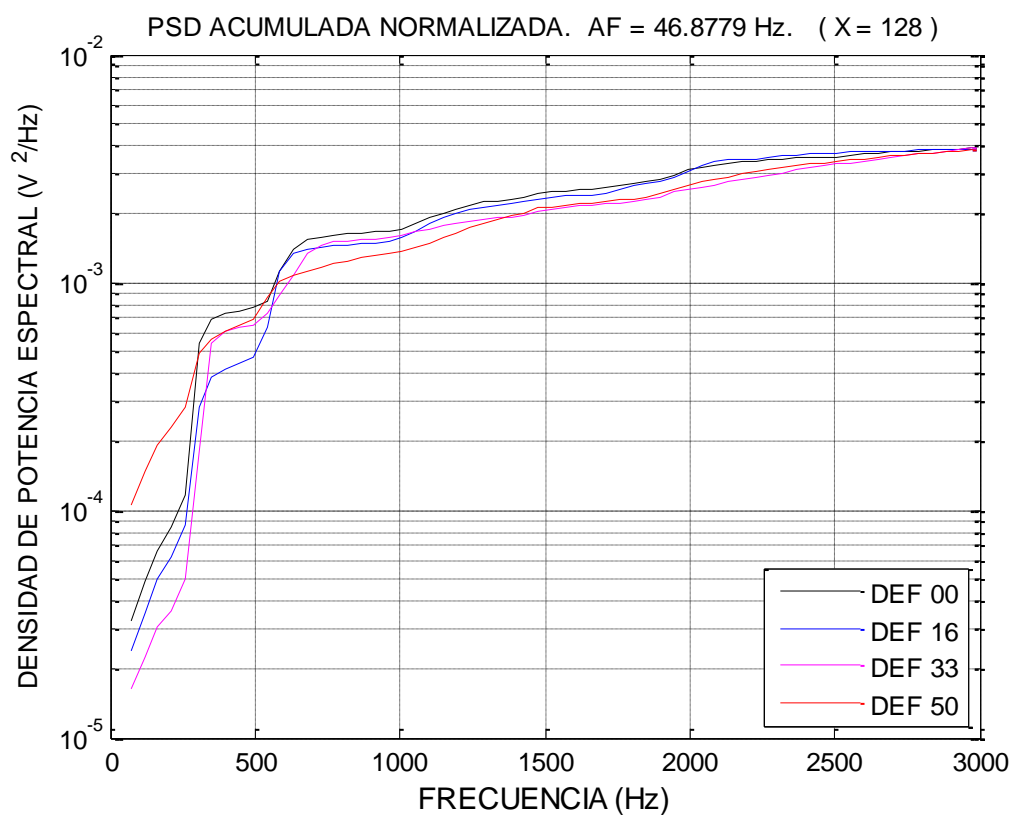


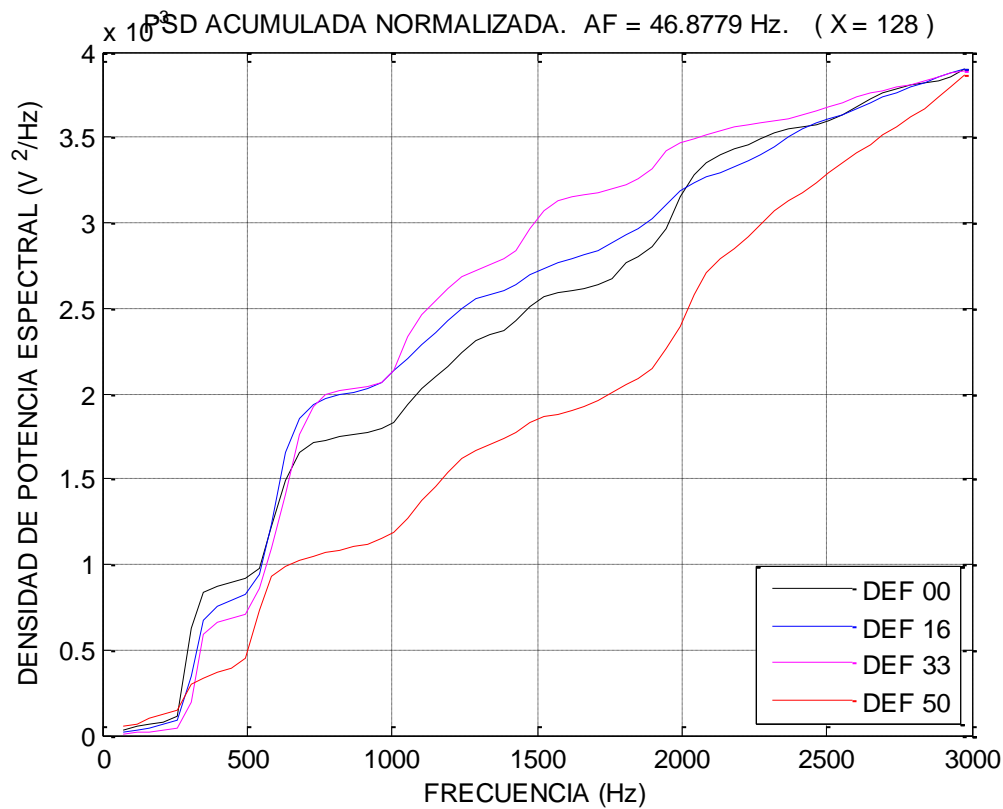
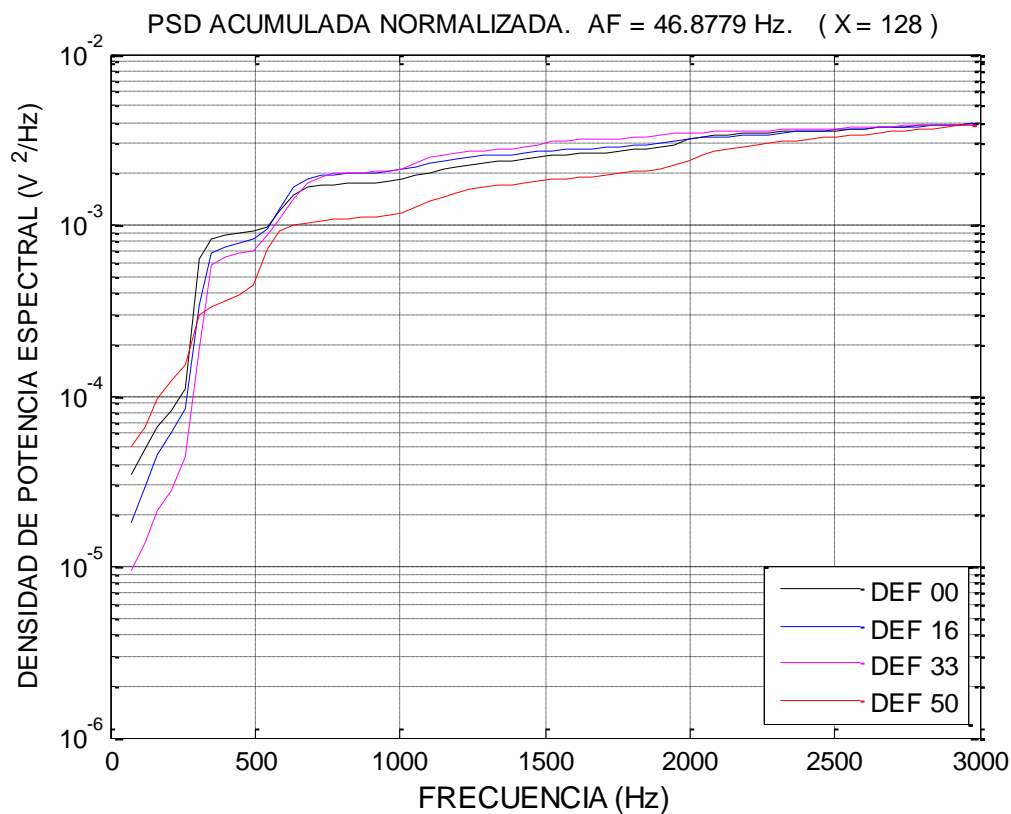


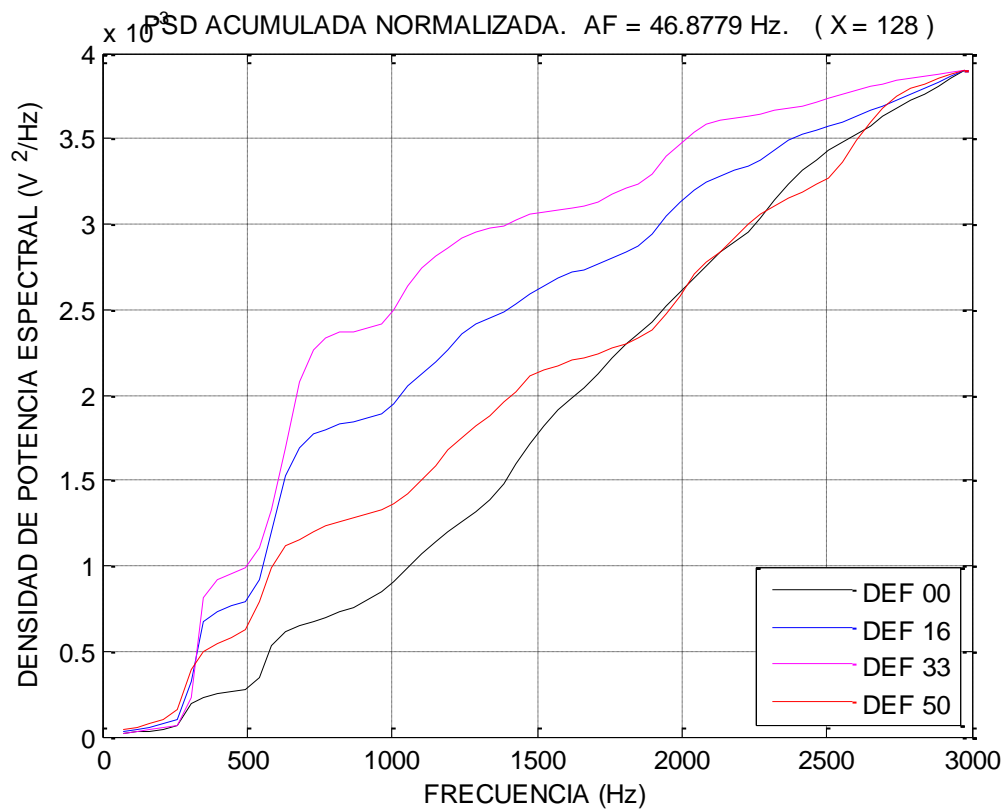
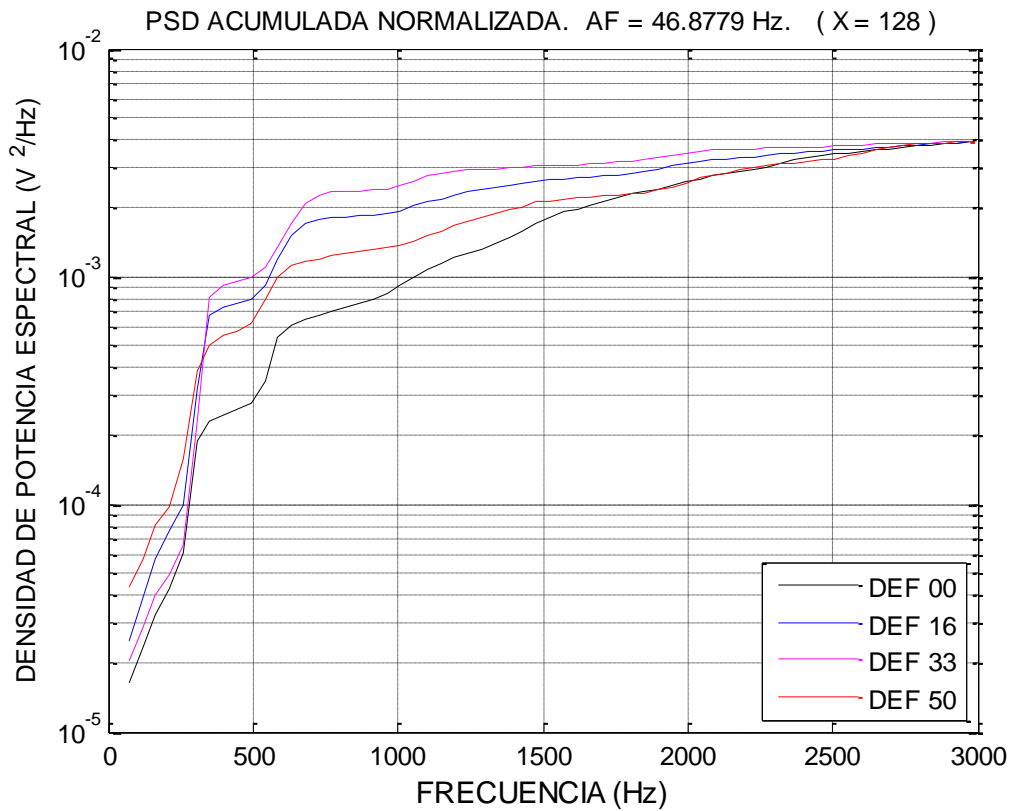


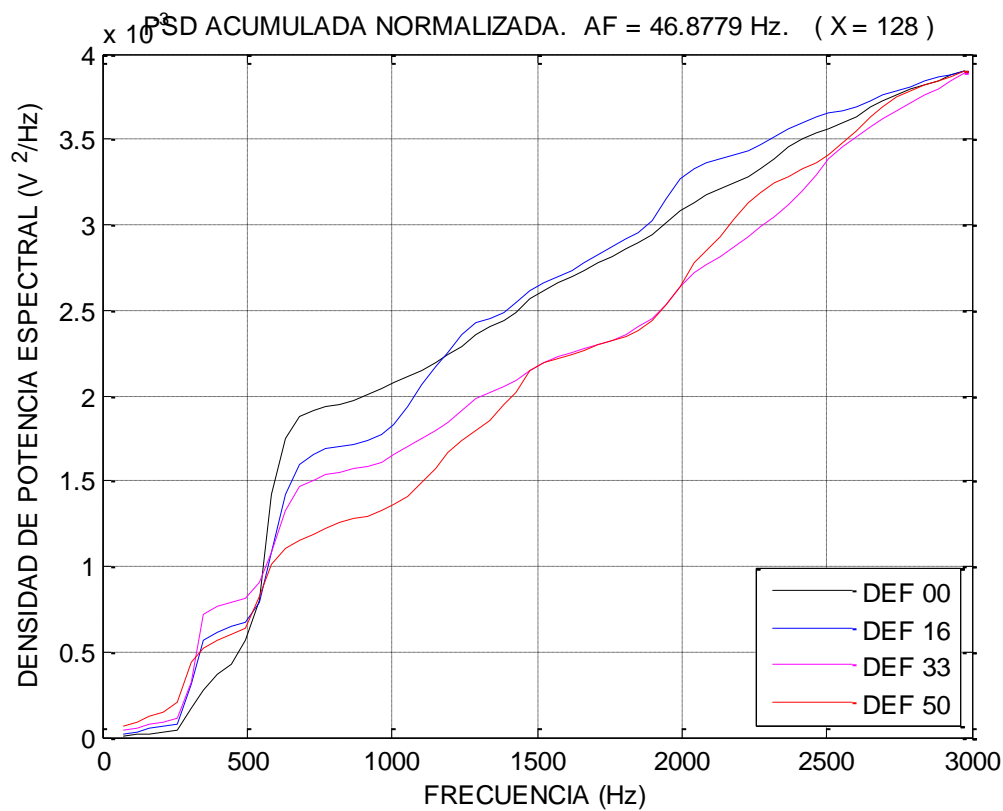
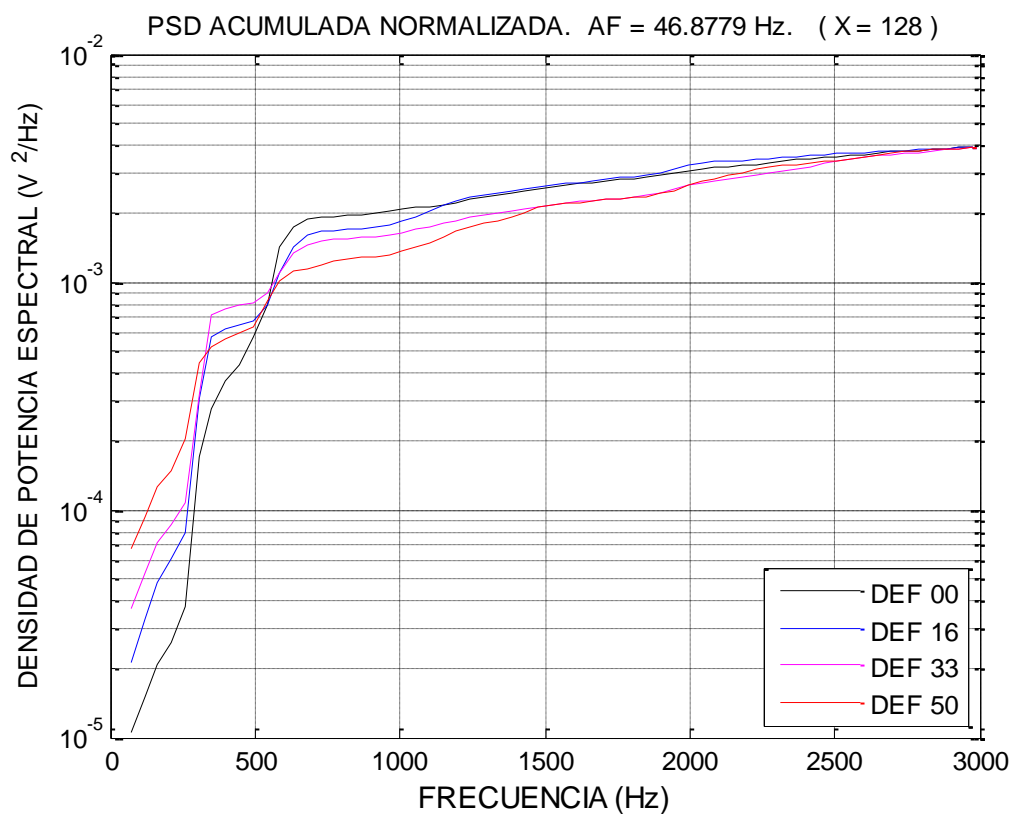


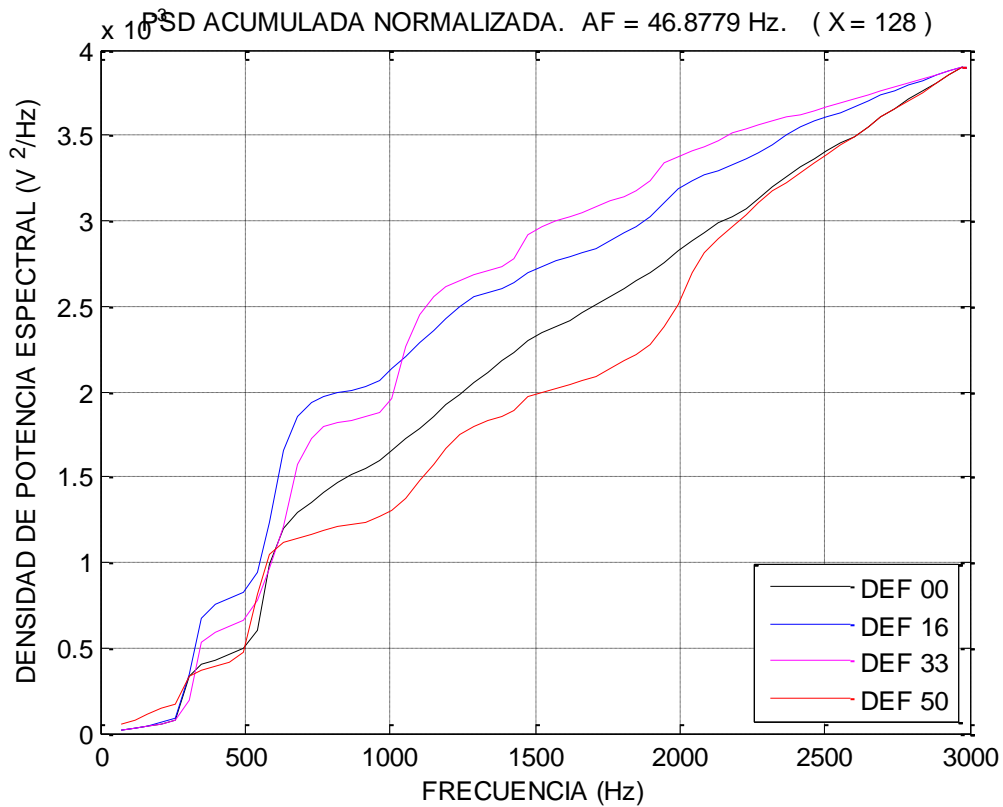
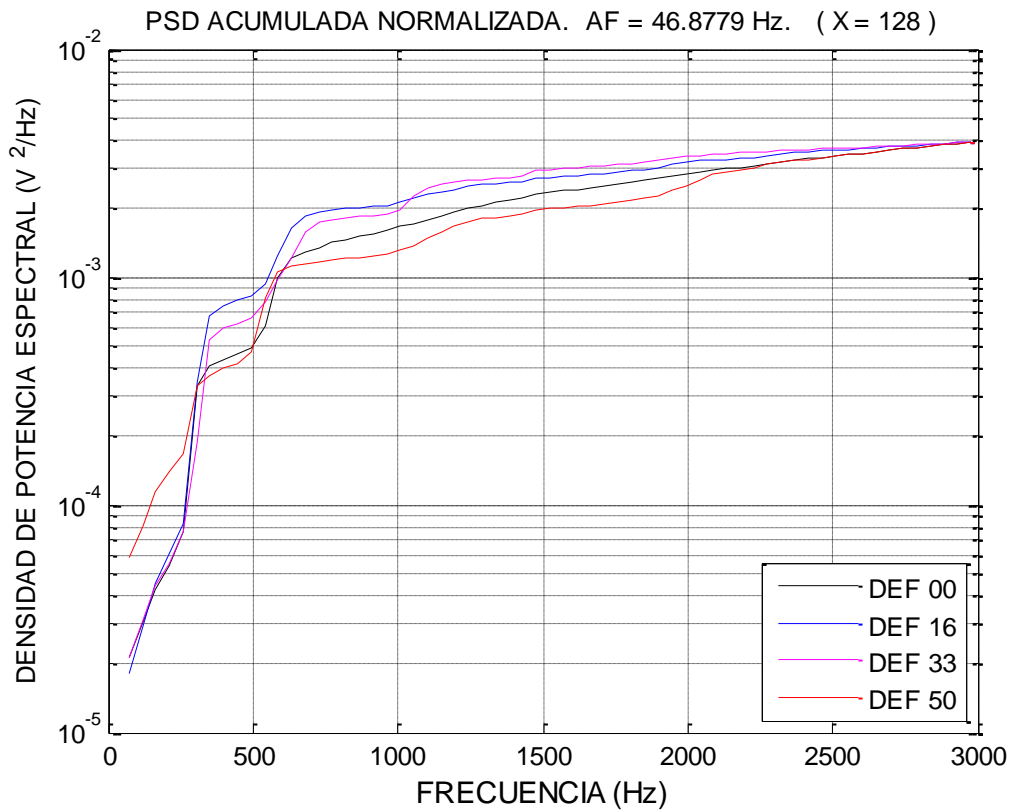


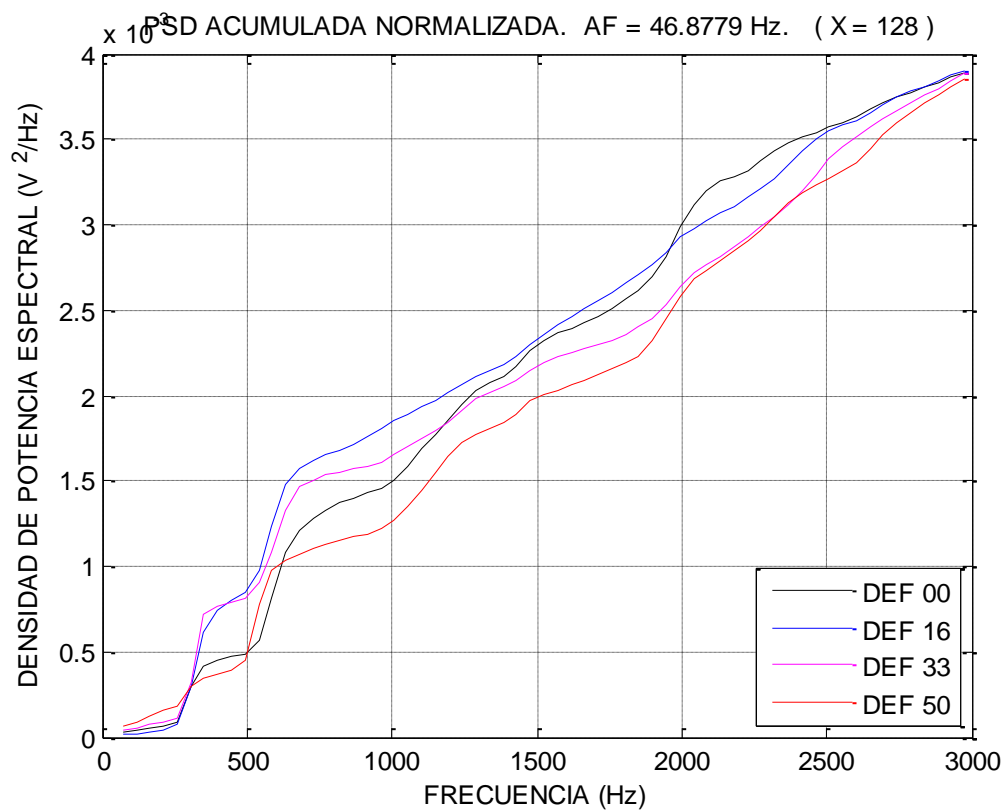
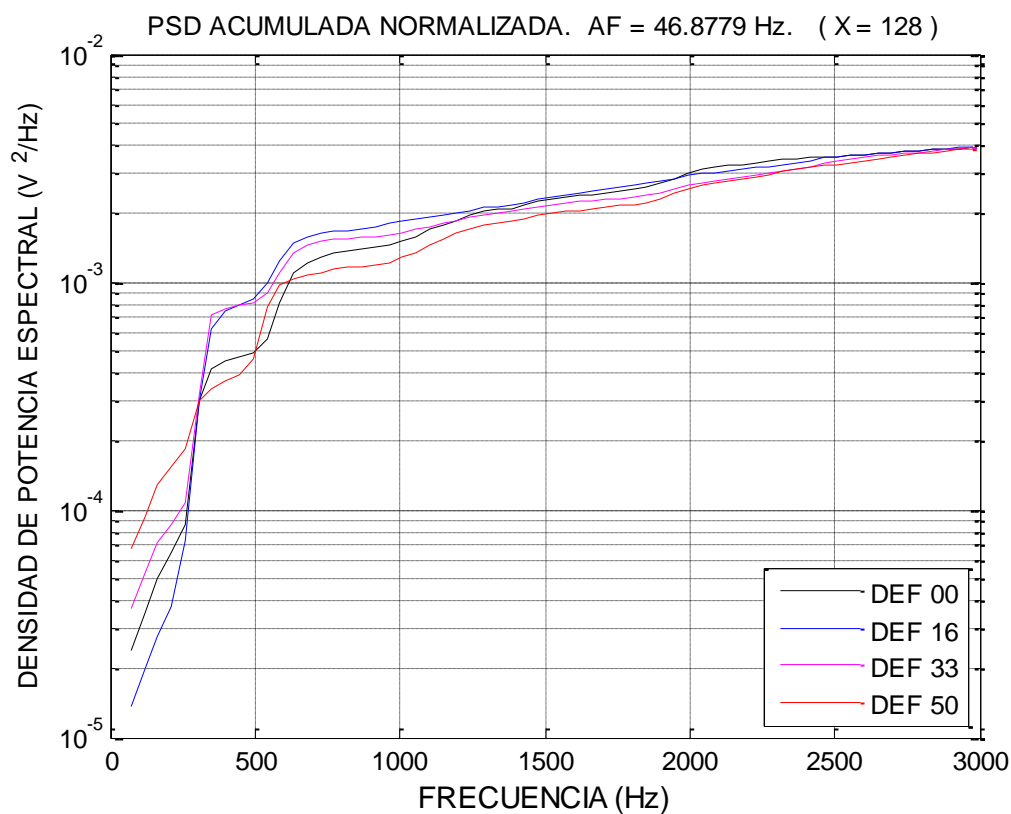
EJE 3 20 Hz

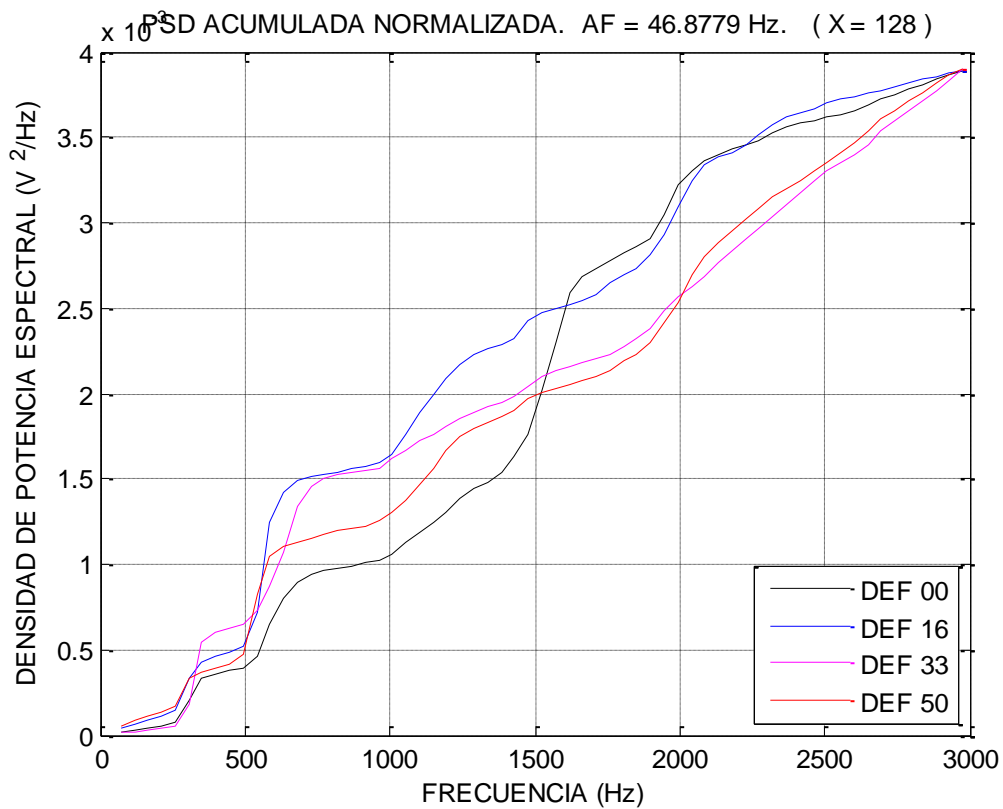
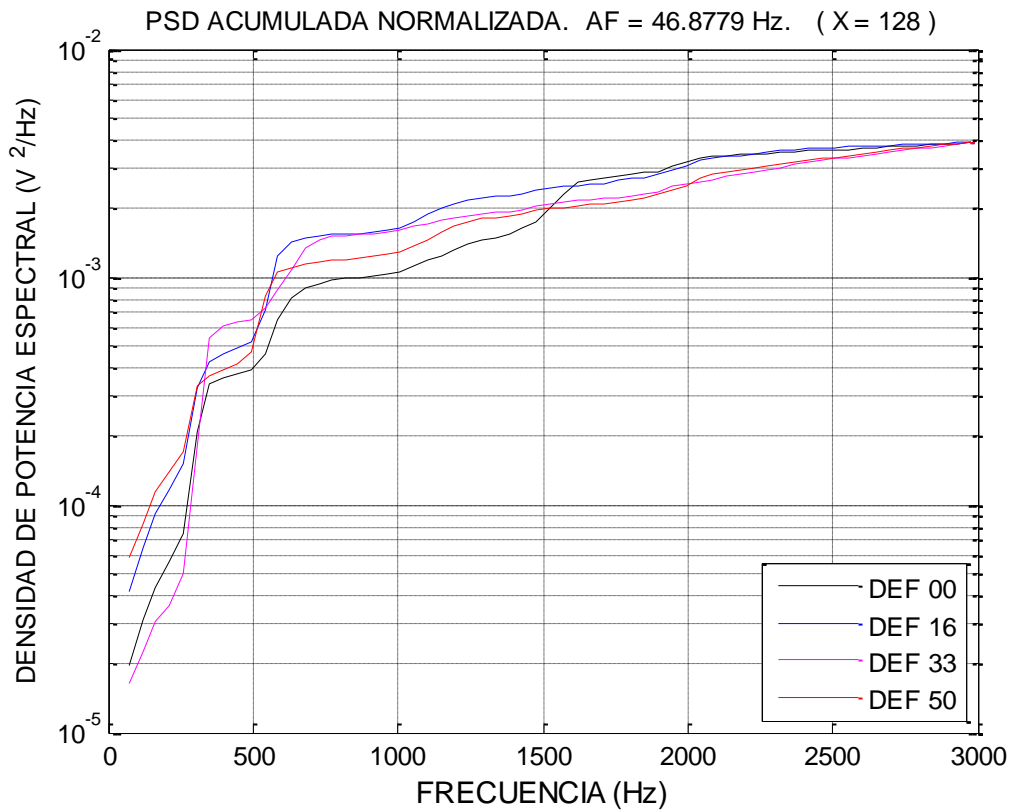


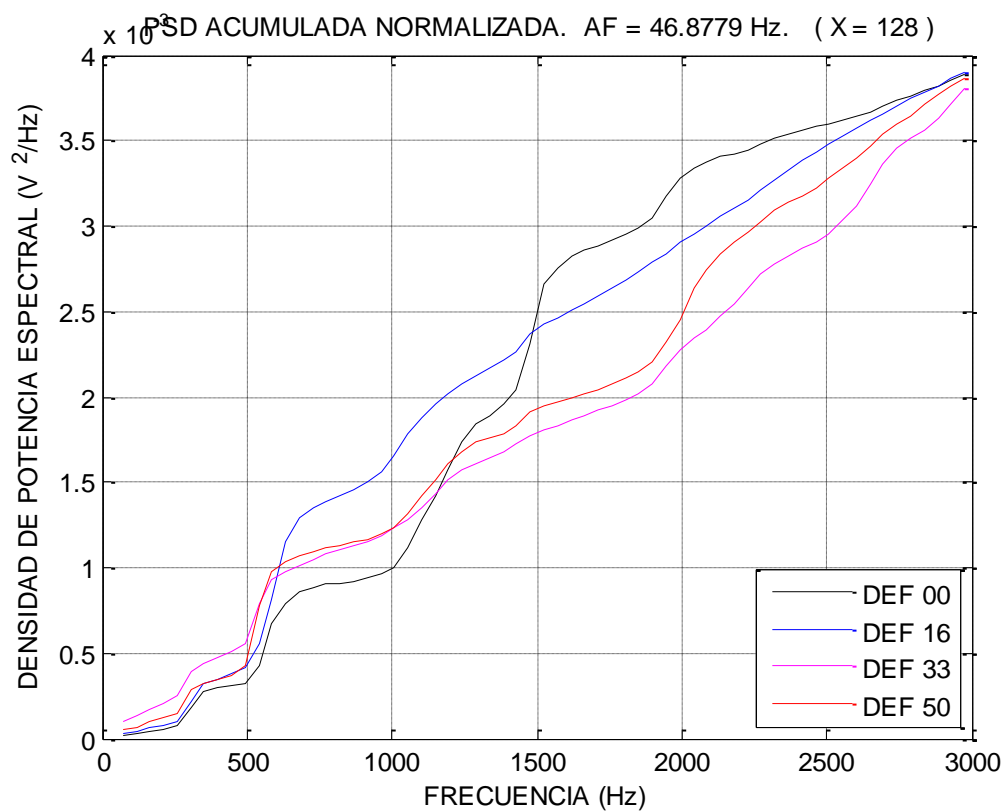
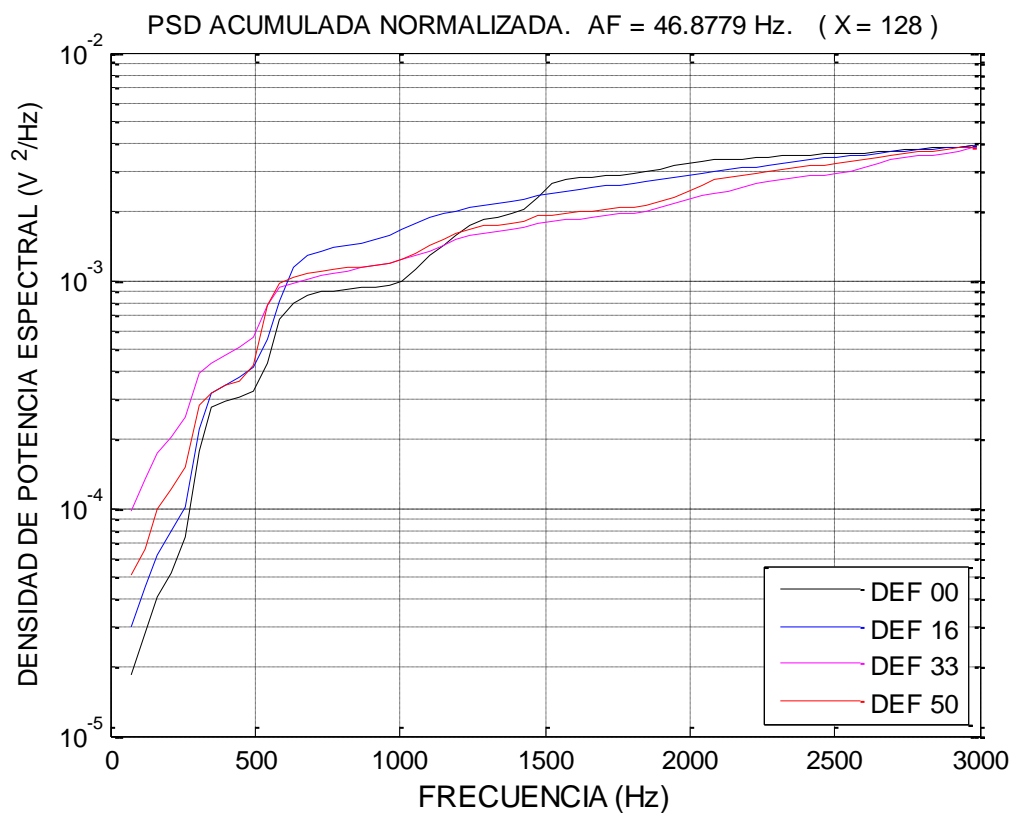


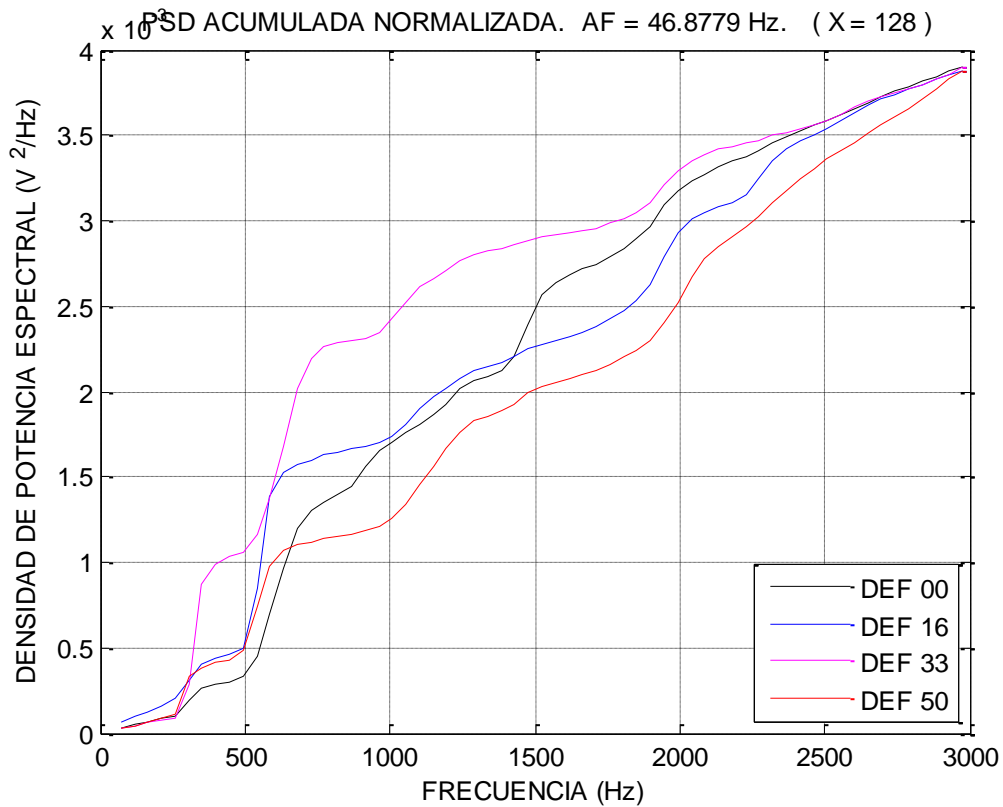
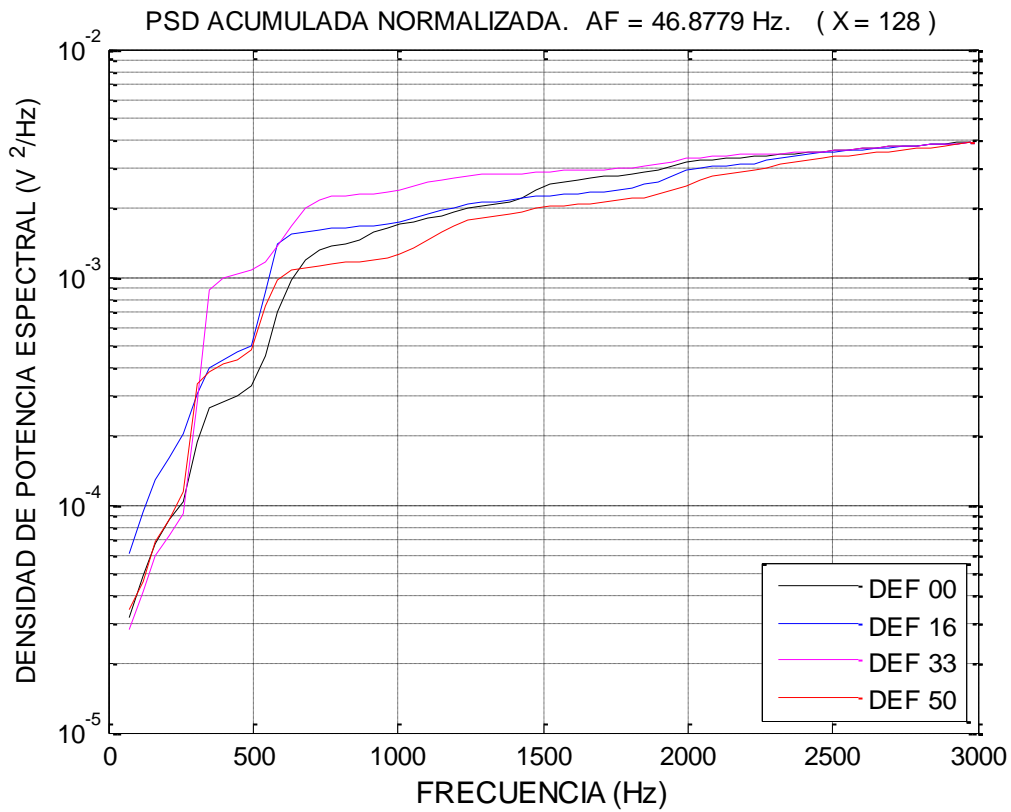


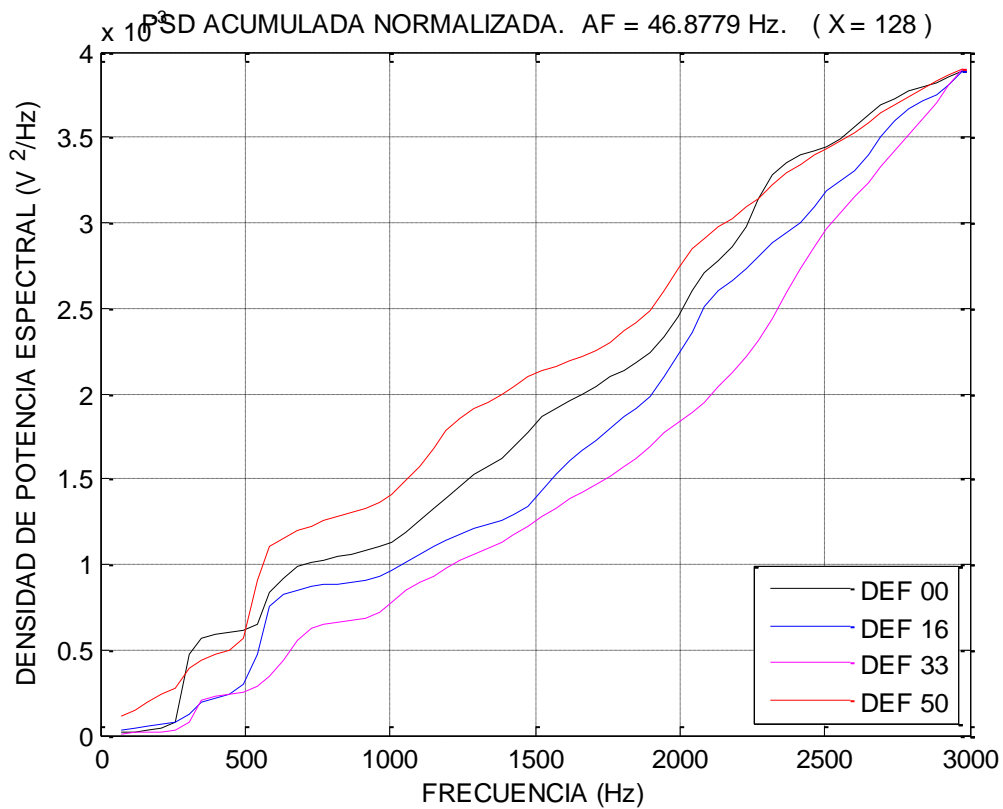
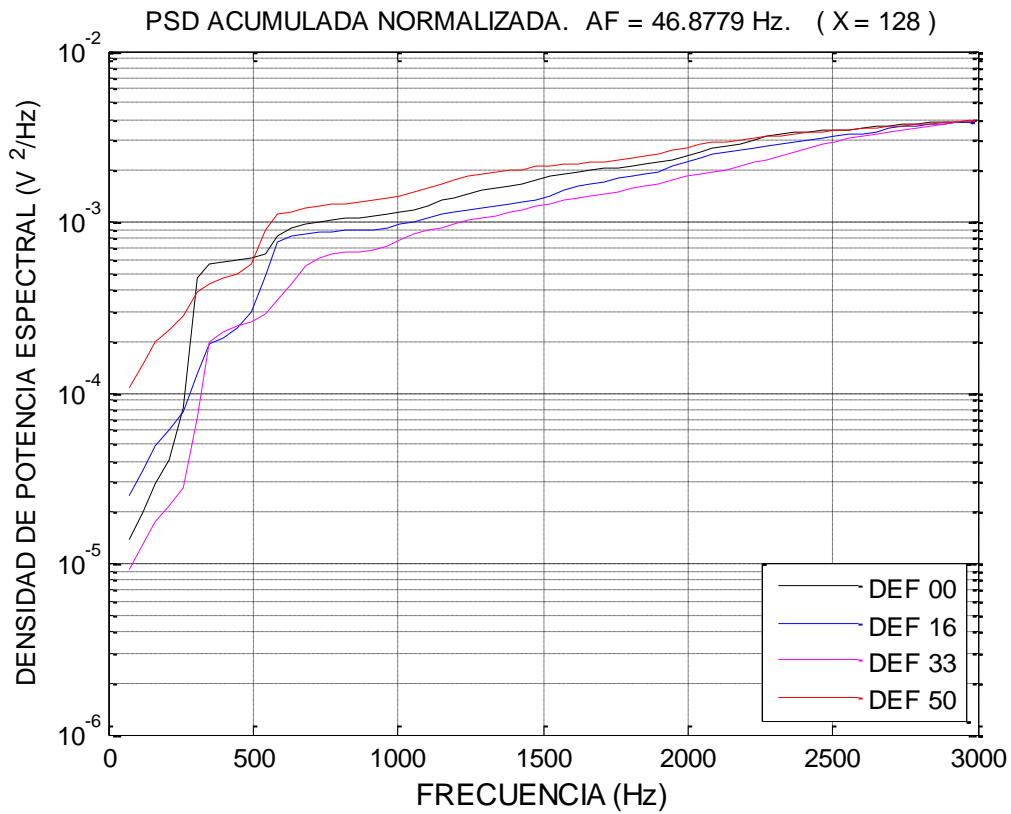


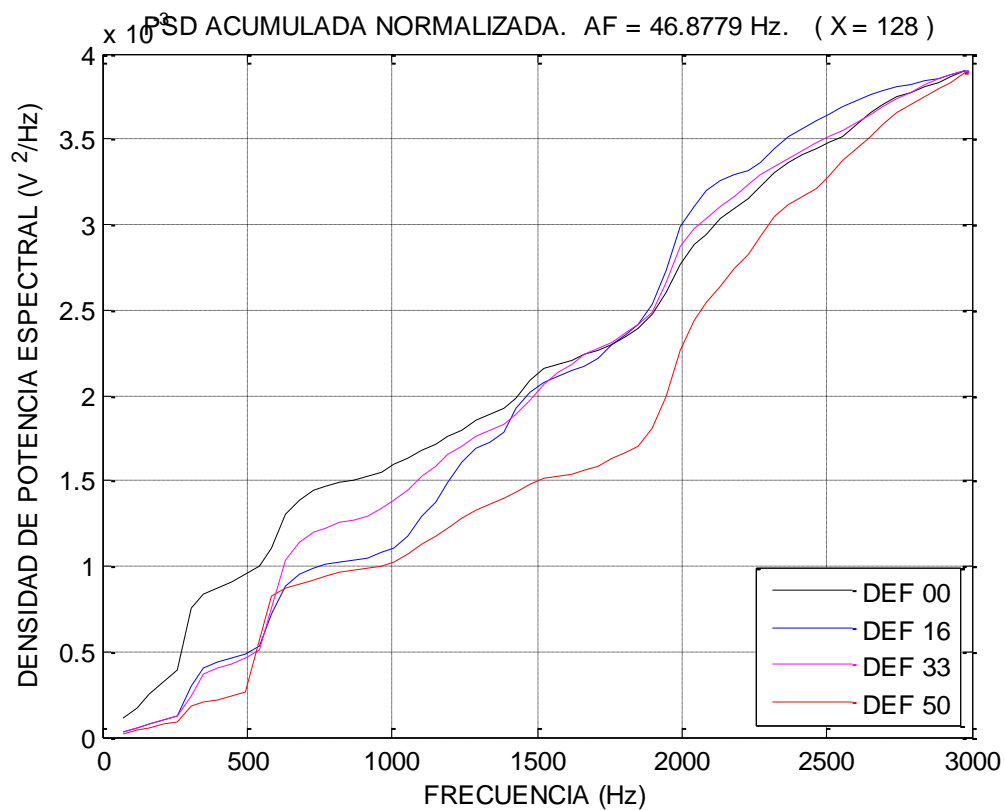
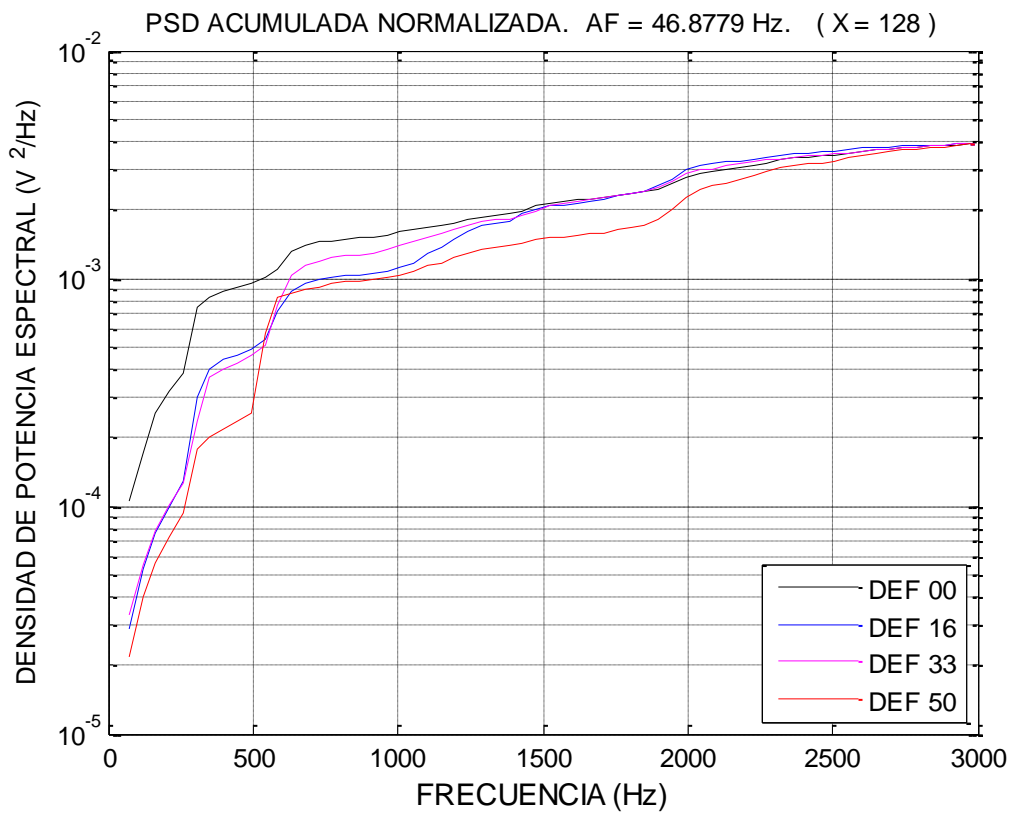


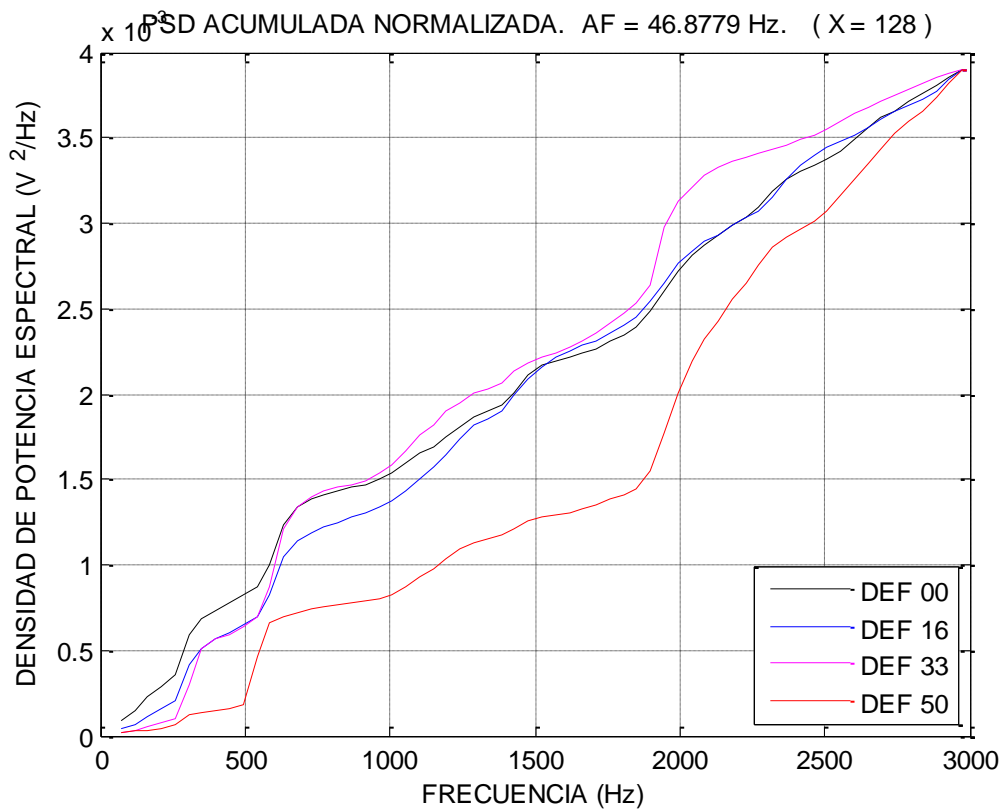
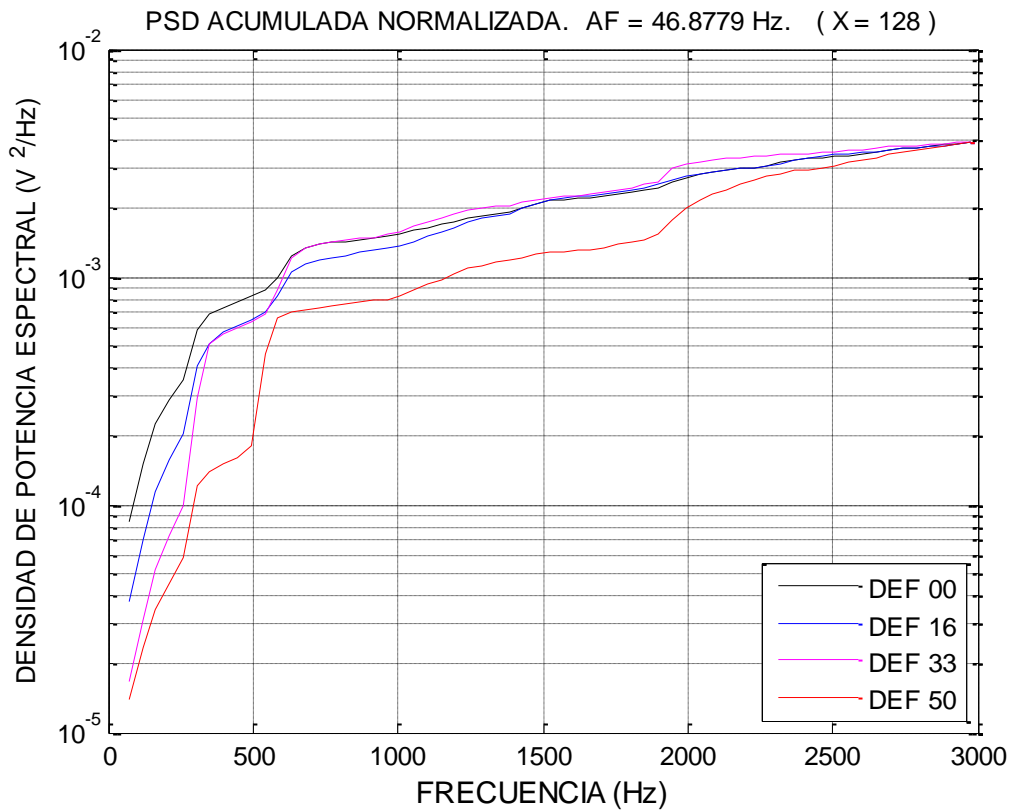


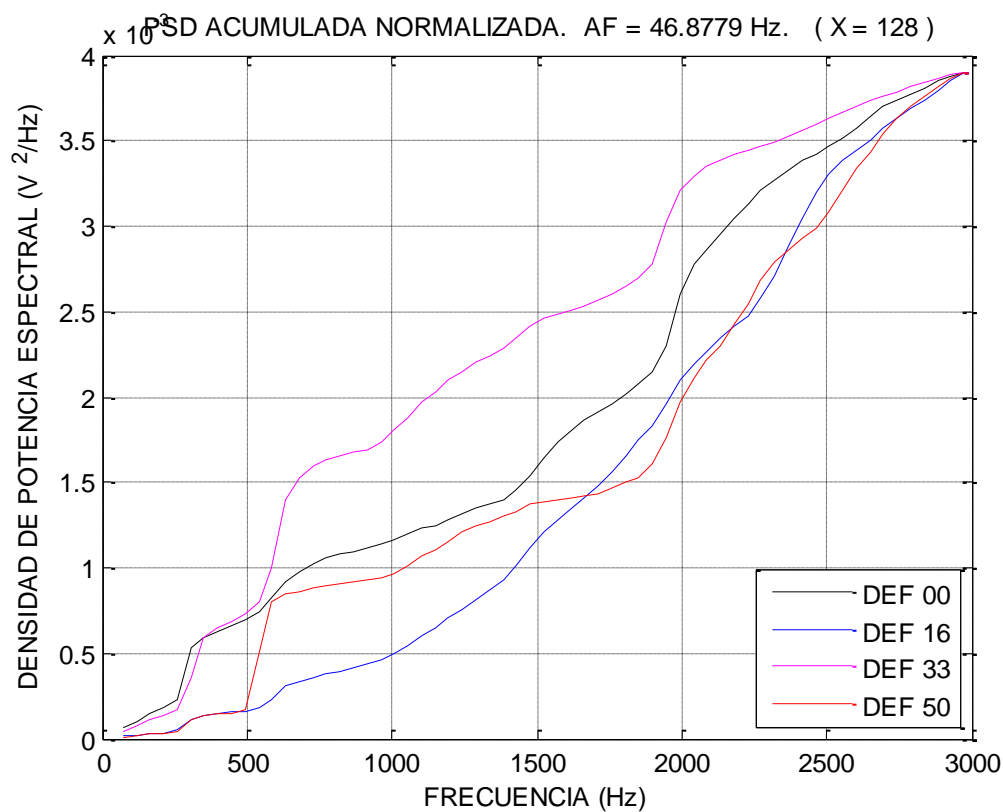
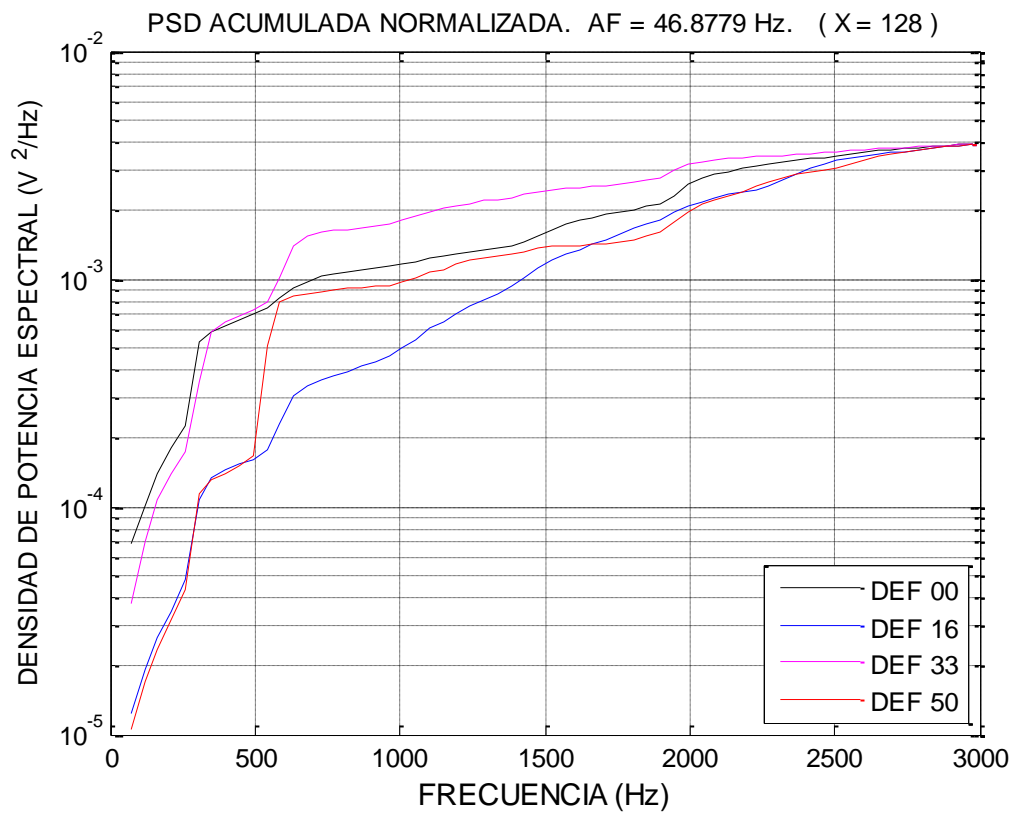


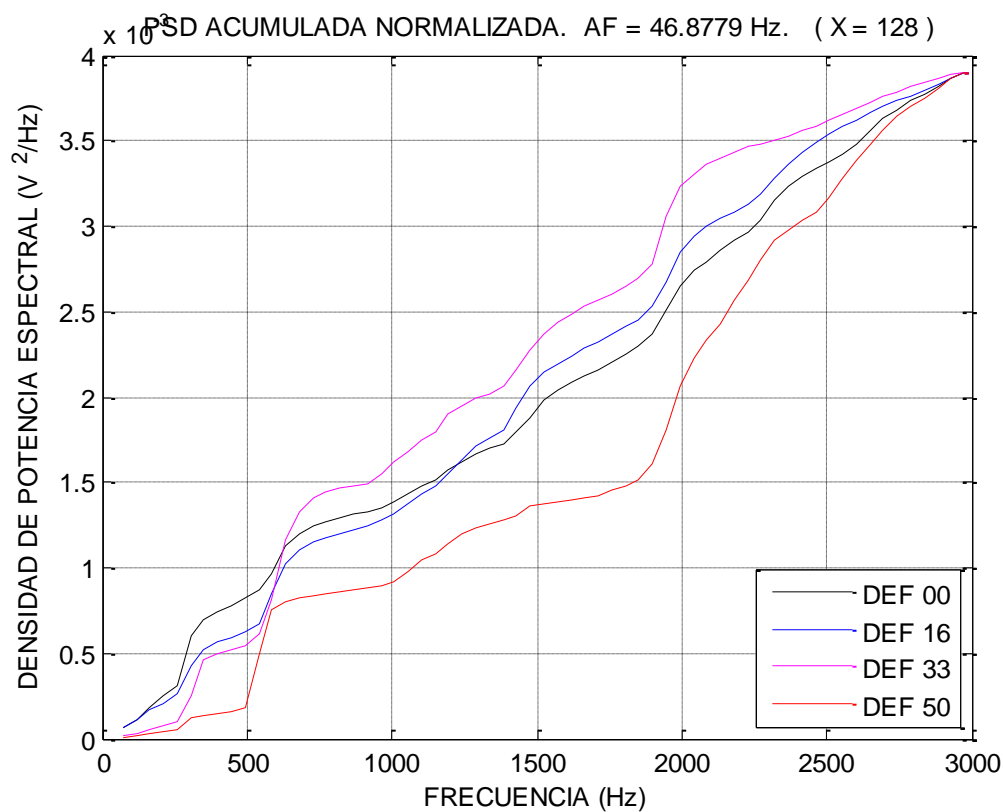
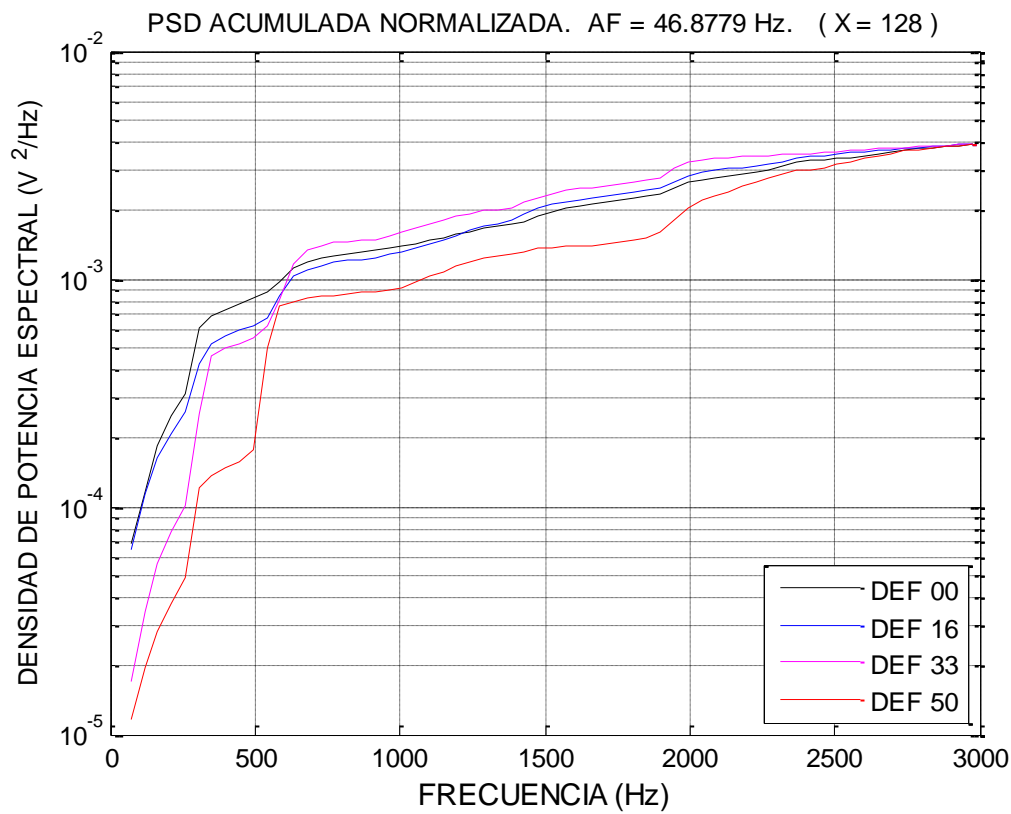


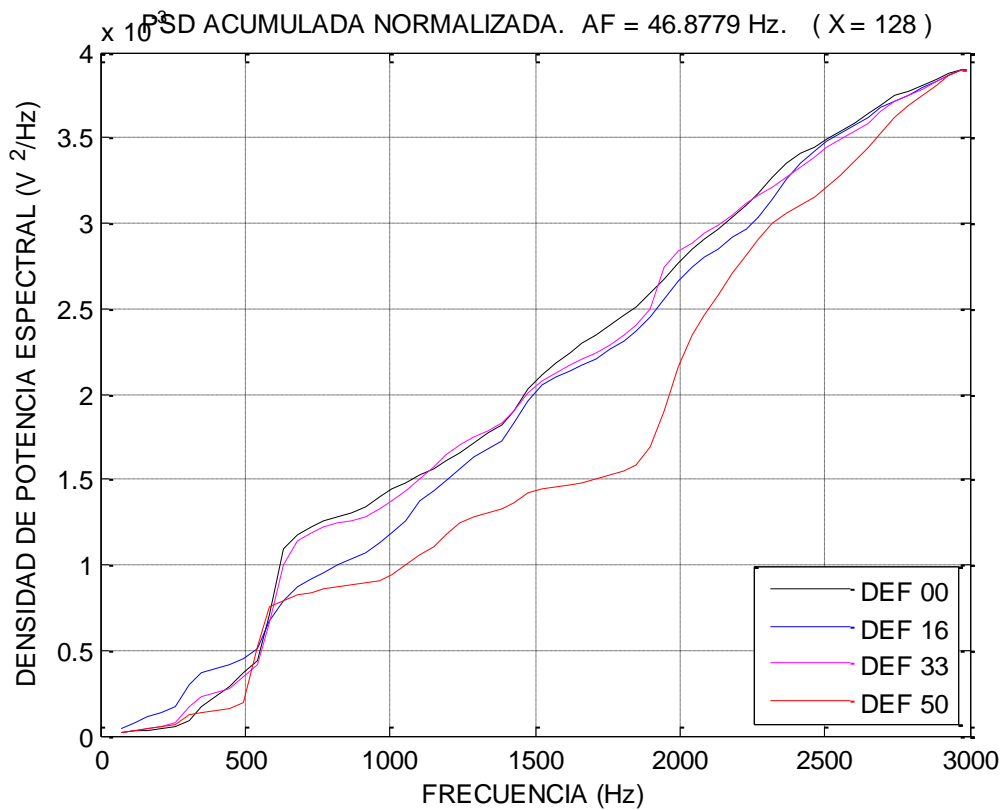
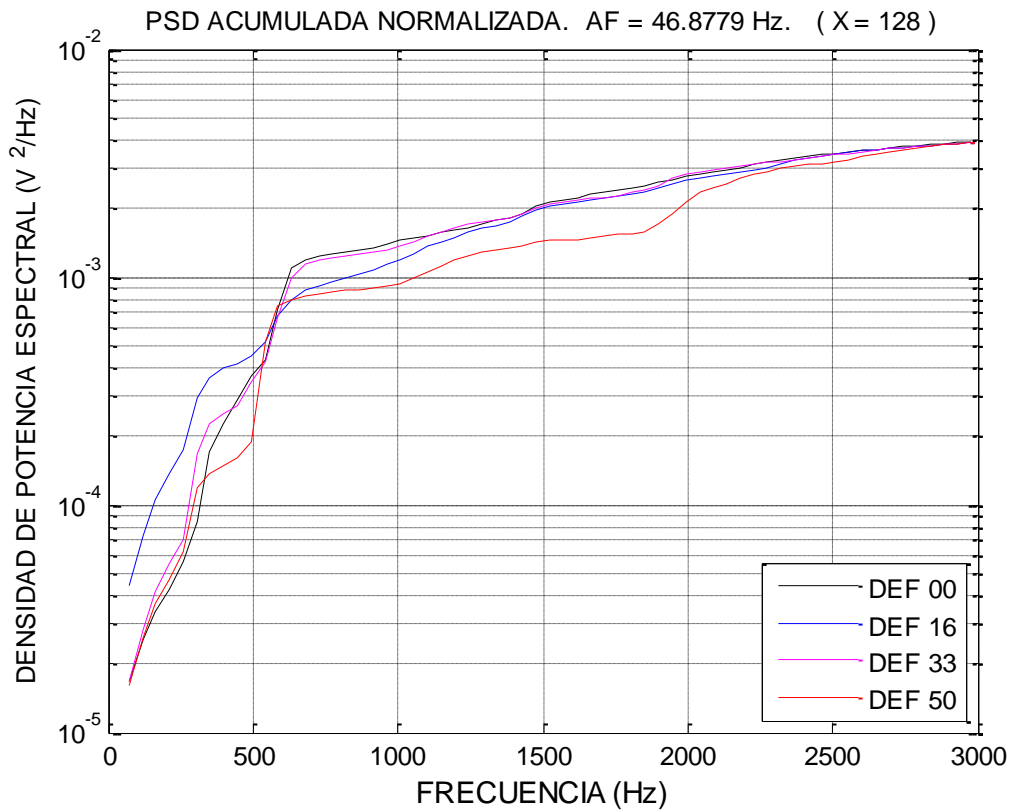


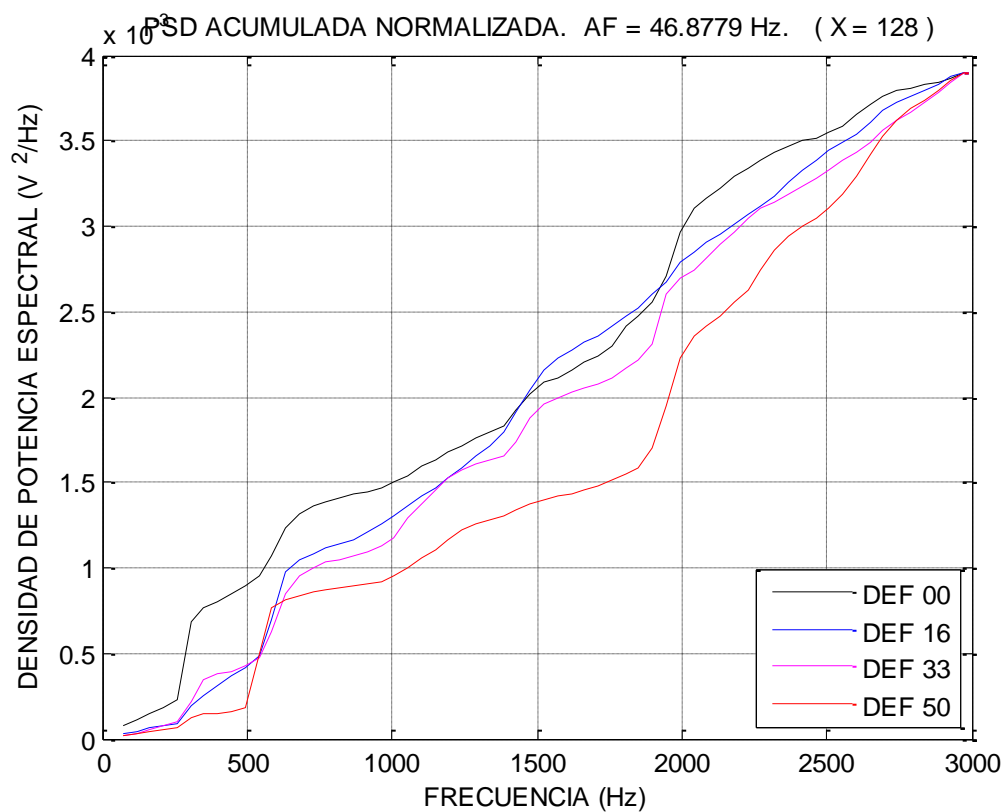
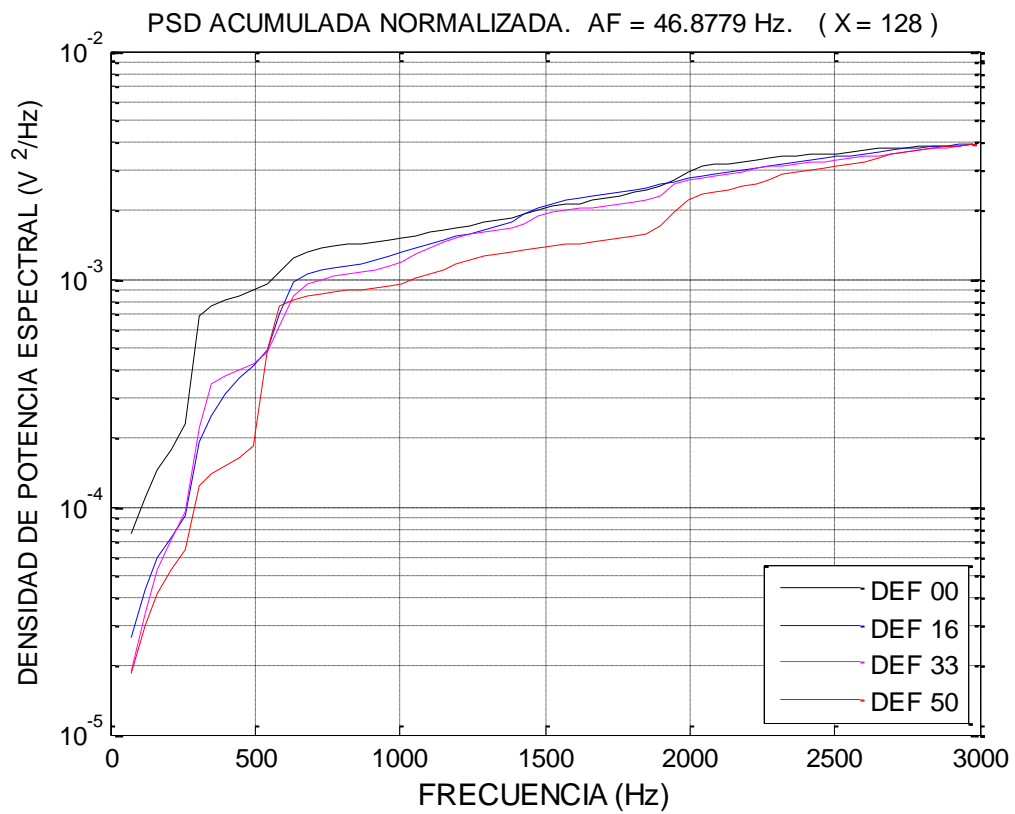
EJE 3 40 Hz

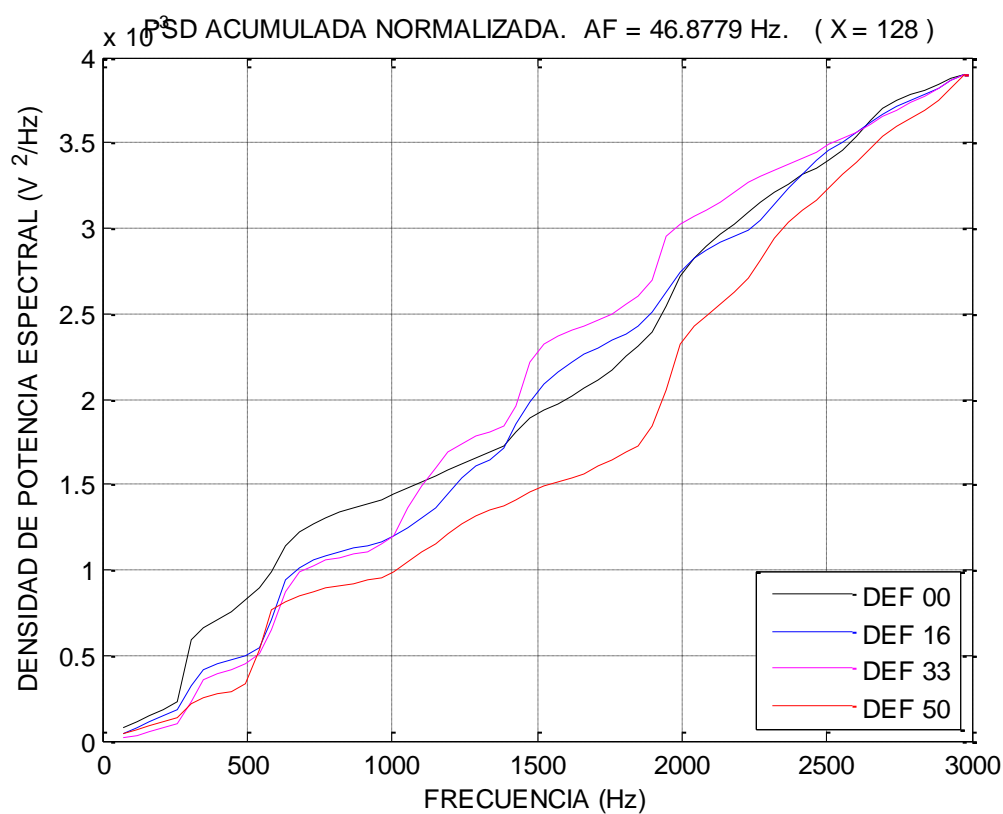
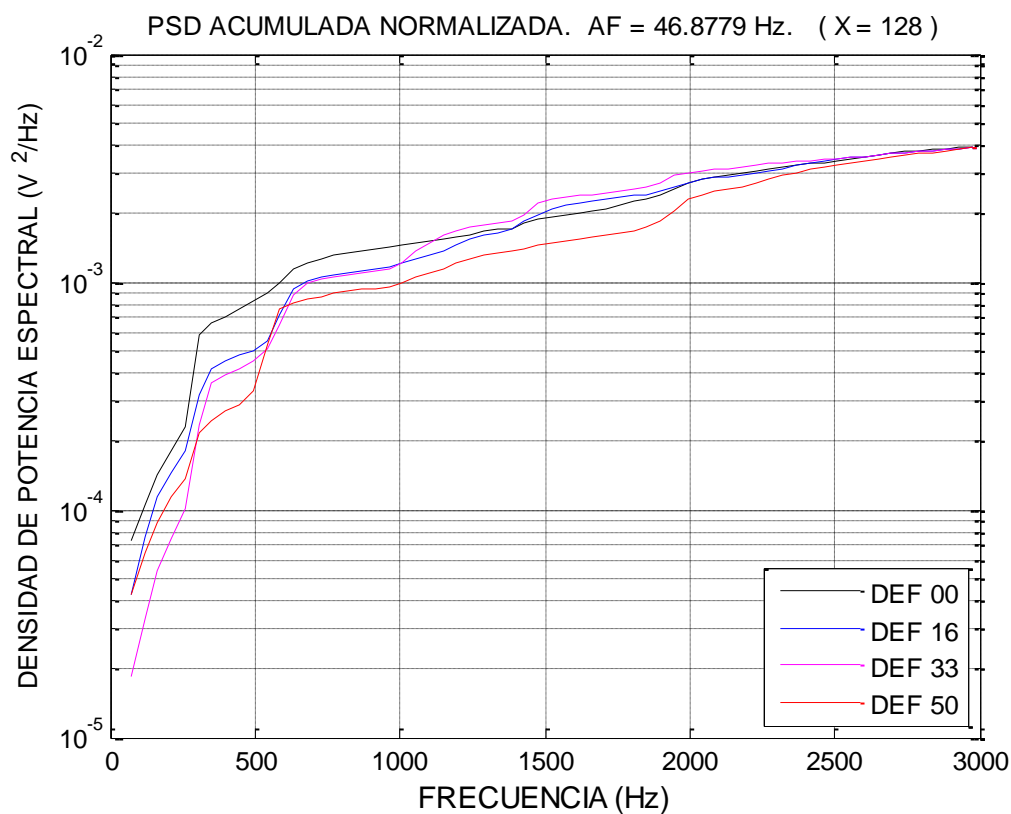


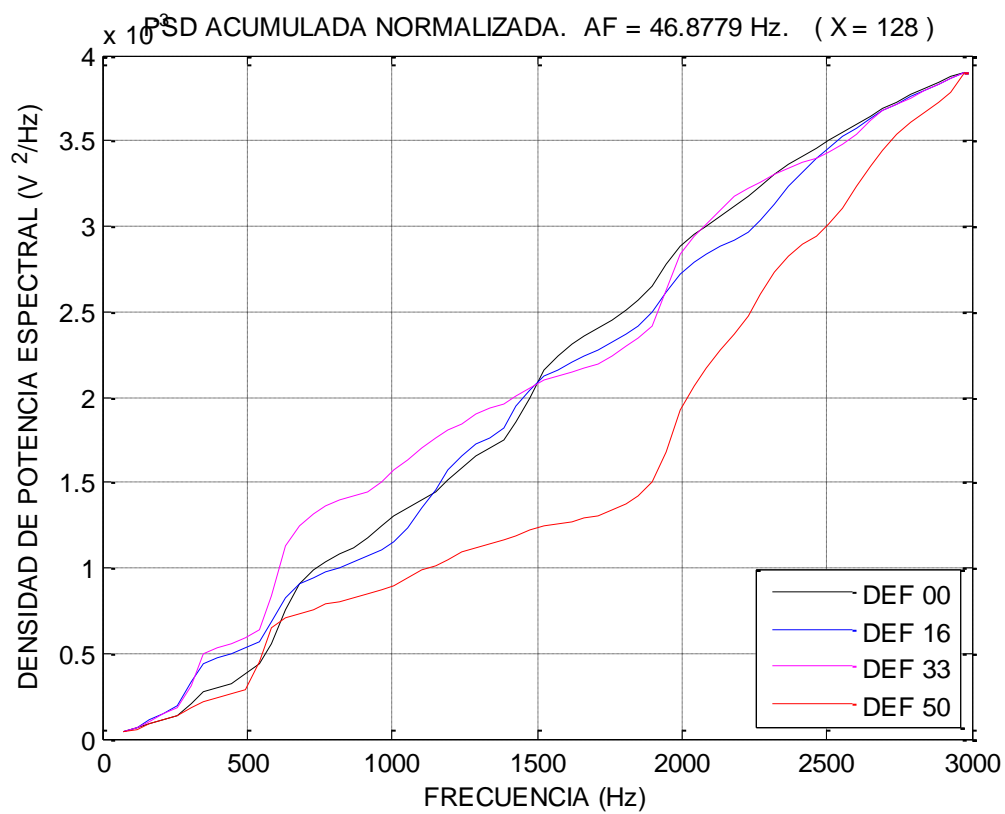
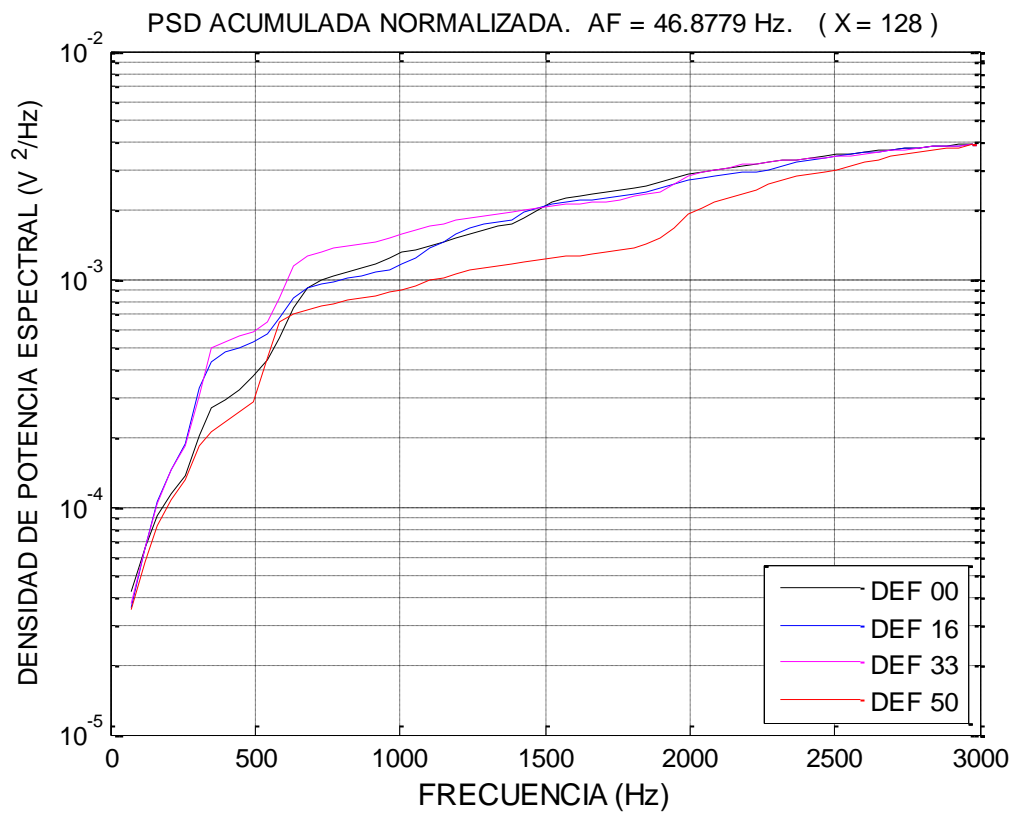


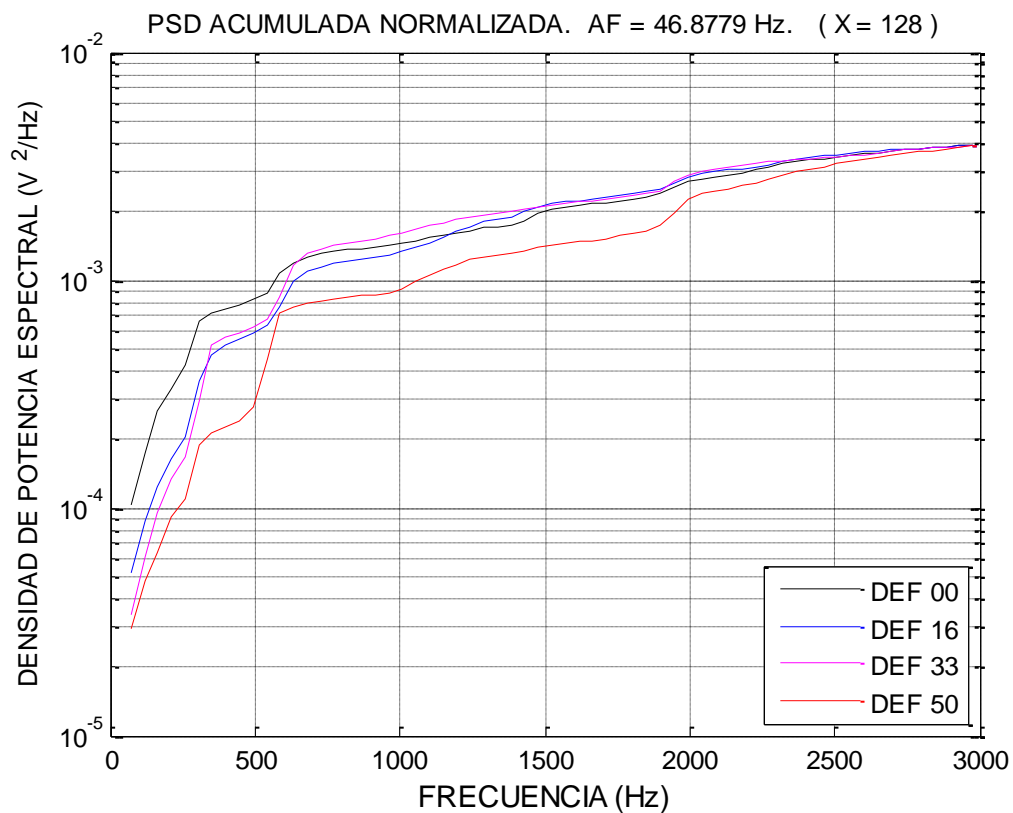
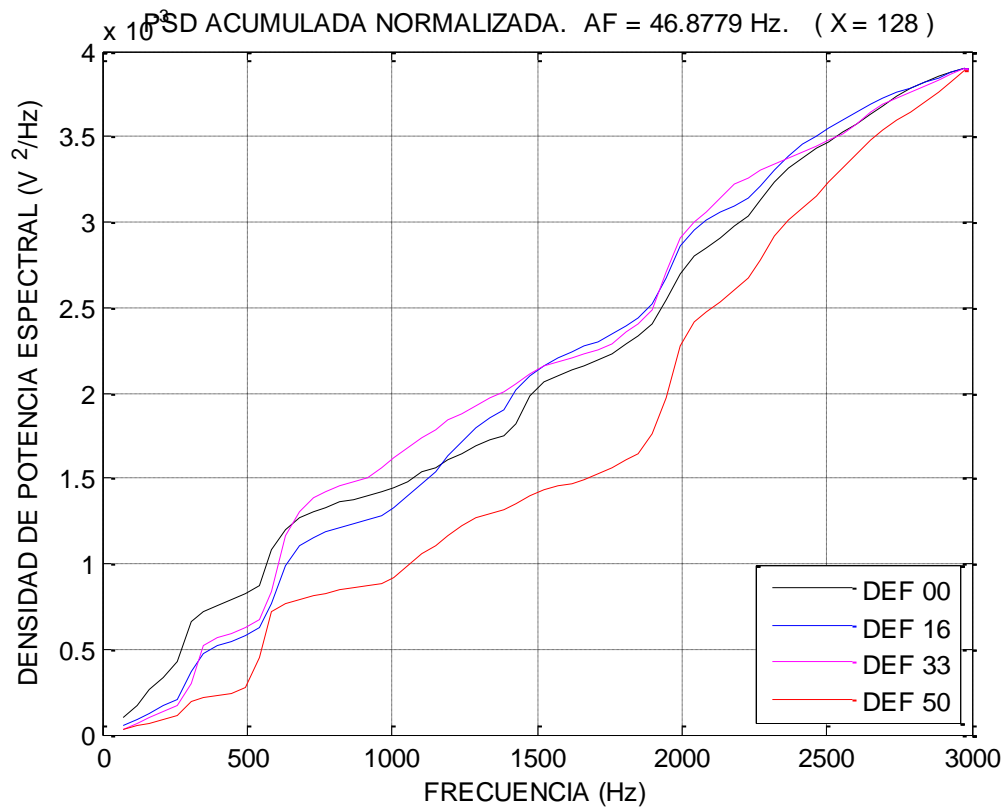


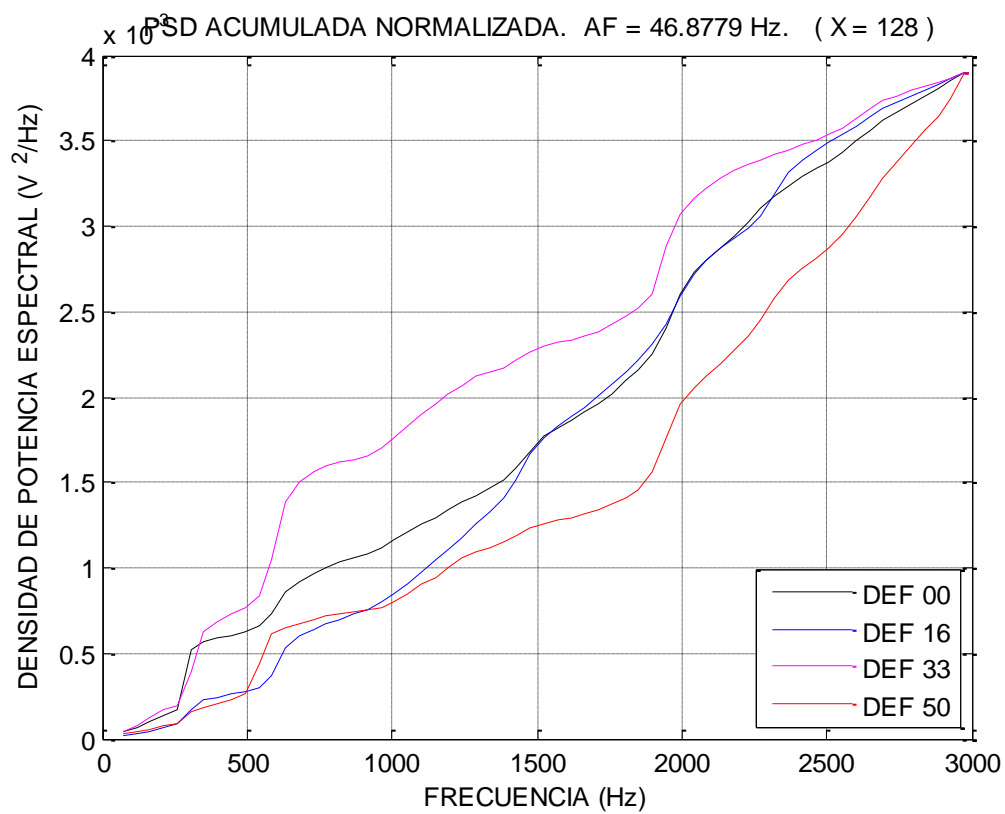
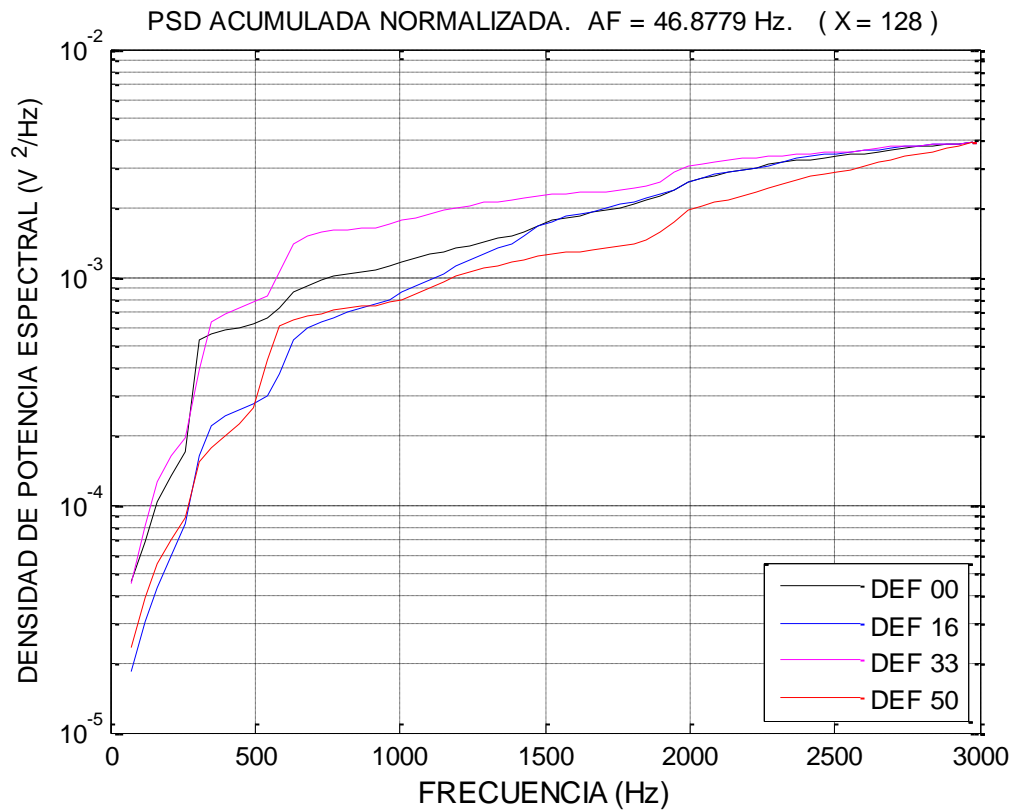












EJE 3 60 Hz